
DIPLOMARBEIT

Herr
Florian Friesacher

**Ableiten von Anforderungen
und Konzeption eines
NC-Rundtisches**

St. Andrä, 2016

DIPLOMARBEIT

Ableiten von Anforderungen und Konzeption eines NC-Rundtisches

Autor:

Herr Florian Friesacher

Studiengang:

Mechatronik

Seminargruppe:

KM09w2MGA

Erstprüfer:

Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Reglich

Zweitprüfer:

Dipl.-Ing. Christian Ellersdorfer

Einreichung:

Mittweida, 11.03.2016

Verteidigung/Bewertung:

Mittweida, 2016

Bibliografische Beschreibung:

Friesacher, Florian: Ableiten von Anforderungen und Konzeption eines NC-Rundtisches. –2016. – 83 S.

Mittweida, Hochschule Mittweida, Fakultät Maschinenbau, Diplomarbeit, 2016

Referat:

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Ableitung von Anforderungen und der Konzeption eines NC-Rundtisches für eine bestehende 3-Achsen Portalfräsmaschine. Dazu wurden die Bearbeitungsverfahren der Anlage genauer betrachtet und daraus die Anforderungen für einen NC-Rundtisch zur Erweiterung der Anlage abgeleitet. Die möglichen Antriebsvarianten eines NC-Rundtisches mit ihren Vor- und Nachteilen sind gegenübergestellt und bewertet worden. Anhand der gewonnenen Kenntnisse sind zwei Konzepte für einen NC-Rundtisch entstanden.

Inhalt

Inhalt	I
Abbildungsverzeichnis	III
Tabellenverzeichnis	VI
1 Einleitung	1
2 Ermittlung der Auslegungsgrößen	3
2.1 <i>Ermittlung der Vorschubkraft beim Fräsen</i>	3
2.1.1 Kräfte und Winkel am Werkzeug	3
2.1.2 Berechnung der Schnittkräfte	5
2.1.3 Berechnung der Vorschubkraft beim Nutenfräsen	8
2.1.4 Messung der Vorschubkraft beim Nutenfräsen	10
2.1.5 Vergleich	14
2.2 <i>Ermittlung der Vorschubkraft beim Bohren</i>	14
2.2.1 Kräfte und Winkel am Bohrer	15
2.2.2 Berechnung der Schnittkraft beim Bohren	16
2.2.3 Messung der Vorschubkraft beim Bohren	18
2.2.4 Vergleich	20
2.3 <i>Ermittlung der Kennwerte des Rundtisches</i>	20
2.3.1 Berechnung der Abtriebsdrehzahl	21
2.3.2 Berechnung des Vorschubmomentes	22
2.3.3 Ermittlung der maximalen Vorschubkraft der Fräsmaschine	23
2.3.4 Anforderung des Rundtisches	24
3 Antriebsarten eines NC-Rundtisches	26
3.1 <i>Direktantrieb allgemein</i>	26
3.1.1 Rundtisch mit Direktantrieb	27
3.1.2 Eigenschaften von Rundtischen mit Direktantrieb	28
3.2 <i>Indirekter Antrieb allgemein</i>	28
3.3 <i>Indirekter Antrieb mittels Schneckengetriebe</i>	28
3.3.1 Schneckengetriebe mit axial verschiebbarer Schnecke	29
3.3.2 Schneckengetriebe mit radial verstellbarer Schnecke	30
3.3.3 Verspannte Schneckengetriebe	31
3.3.4 Schneckengetriebe mit verdrehbaren Schneckenhälften	33

3.3.5	Rundtisch mit Schneckengetriebe	34
3.3.6	Eigenschaften von Rundtischen mit Schneckengetriebe	35
3.4	<i>Indirekter Antrieb mittels Kompaktgetriebe</i>	36
3.5	<i>Aufbau eines Harmonic-Drive Getriebes</i>	36
3.5.1	Rundtisch mit Harmonic-Drive	37
3.5.2	Eigenschaften von Rundtischen mit Harmonic-Drive Getriebe	38
3.6	<i>Auswahl des geeigneten Antriebes</i>	39
4	Bauteile des NC-Rundtisches	41
4.1	<i>Auslegung der Antriebskomponenten</i>	41
4.1.1	Getriebeauswahl	41
4.1.2	Auslegung Servomotor	44
4.1.3	Technische Daten des Servomotors	44
4.1.4	Zahnriementrieb	46
4.1.5	Berechnung der dynamischen Kenngrößen	48
4.2	<i>Auswahl der Rundtischlagerung</i>	49
4.3	<i>Rundtischklemmung</i>	52
4.3.1	Funktion von Klemmungen	53
4.3.2	Druckerzeugung	54
4.3.3	Berechnung von Flanschklemmhülsen	55
4.3.4	Anschlussschema der Klemmeinrichtung	55
4.4	<i>Winkelmesssystem</i>	56
4.5	<i>Gehäuseabdichtung</i>	58
5	Konzept eines NC-Rundtisches	59
5.1	<i>Konzept des NC-Rundtisches</i>	59
5.2	<i>Variante A</i>	65
5.3	<i>Variante B</i>	67
5.4	<i>Variantenvergleich</i>	68
6	Zusammenfassung	69
7	Literaturverzeichnis	71
Anlagen	72
Selbstständigkeitserklärung	83

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 Achsenanordnung der Portalfräsmaschine (mit NC-Rundtisch)	1
Abbildung 2 Kräfte beim Fräsen (Kistler Instrumente AG)	4
Abbildung 3 Winkel am Fräskopf (Hirsch, 2000)	4
Abbildung 4 Kenngrößen beim Nutenfräsen angelehnt an (Hirsch, 2000)	6
Abbildung 5 Kraftangriff am Umfang eines vier schneidigen Schafffräasers	7
Abbildung 6 Verlauf der Vorschubkraft	9
Abbildung 7 Antriebskomponenten der Y-Achse	11
Abbildung 8 Kräfteverlauf beim Nutenfräsen	13
Abbildung 9 Kräfte beim Bohren (Kistler Instrumente AG)	15
Abbildung 10 Zerspanungskräfte beim Bohren (Neugebauer, 2012)	15
Abbildung 11 Spanungsquerschnitt beim Bohren Abbildung angelehnt an (Neugebauer, 2012)	16
Abbildung 12 Achsenanordnung der Maschine	18
Abbildung 13 Kräfteverlauf beim Bohren	19
Abbildung 14 Vorschubgeschwindigkeit am Rundtisch	21
Abbildung 15 Vorschubmoment am Rundtisch	22
Abbildung 16 Einzelkomponenten Torquemotor (Harmonic Drive AG)	26
Abbildung 17 Rundtisch mit Direktantrieb (Neugebauer, 2012)	27
Abbildung 18 kegelige Schnecke mit Schneckenrad (Henschel Antriebstechnik, 1991)	29
Abbildung 19 Duplex-Schnecke (Henschel Antriebstechnik, 1991)	30

Abbildung 20 Getriebe mitgeteilter Schnecke (Henschel Antriebstechnik, 1991)	31
Abbildung 21 Getriebe mit geteiltem Schneckenrad (Henschel Antriebstechnik, 1991) .	31
Abbildung 22 Rundtischantrieb mit vorgespanntem Doppelschneckengetriebe (Manfred Weck, 2005).....	32
Abbildung 23 Schneckenradsatz mit Lagerung (Zahnradfertigung OTT GmbH & Co KG, 2015)	33
Abbildung 24 Stirnschnitt des Schneckenrades mit Eingriffslinien (Zahnradfertigung OTT GmbH & Co KG, 2015)	34
Abbildung 25 Vertikaler NC-Rundtisch (Manfred Weck, 2005)	35
Abbildung 26 Vergleich von Kompaktgetrieben (Manfred Weck, 2005)	36
Abbildung 27 Harmonic-Drive Topf-Getriebe (Harmonic Drive AG)	37
Abbildung 28 Konstruktionsvorschlag (Harmonic Drive AG, September 2005).....	38
Abbildung 29 Getriebedatenblatt (Zahnradfertigung OTT GmbH & Co KG, 2015).....	42
Abbildung 30 Drehmomentenverlauf Servomotor (Sanyo Denki Co.,LTD)	45
Abbildung 31 Zahnriemensauslegung (Maedler GmbH).....	47
Abbildung 32 Antriebsschema des Rundtisches.....	48
Abbildung 33 Rundtischlager YRT (Schaeffler Technologies GmbH & Co.KG, 2011) ...	50
Abbildung 34 schematische Darstellung des Antriebsstrangs	51
Abbildung 35 statisches Grenzlastdiagramm (Schaeffler Technologies GmbH & Co.KG, 2011)	51
Abbildung 36 Innenklemmende Flanschklemmhülse (Kostyrka GmbH)	53
Abbildung 37 Luft-Öl Druckübersetzer (Kostyrka GmbH)	54
Abbildung 38 Querschnitt einer Flanschklemmhülse (Kostyrka GmbH).....	55
Abbildung 39 Anschlussschema der Rundtischklemmung	56

Abbildung 40 Drehfehler eines Schneckengetriebes (Zahnradfertigung OTT GmbH & Co KG, 2015).....	58
Abbildung 41 NC-Rundtisch	59
Abbildung 42 Querschnitt des Rundtisches	61
Abbildung 43 Querschnitt des Schneckengetriebes	63
Abbildung 44 Querschnitt Variante A.....	65
Abbildung 45 Querschnitt Variante B.....	67

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 Maschinenparameter beim Fräsen	5
Tabelle 2 Auszug aus Tabelle Zerspankraftkennwerte (Hirsch, 2000)	8
Tabelle 3 Auszug aus Tabelle Verschleißkorrekturfaktoren (Hirsch, 2000)	8
Tabelle 4 Zerspankraftkennwerte beim Bohren ins Volle	17
Tabelle 5 Berechnungsparameter Bohren	17
Tabelle 6 Sollwerte des Rundtisches	24
Tabelle 7 Gegenüberstellung der Antriebsarten eines NC-Rundtisches	39
Tabelle 8 Kenndaten Getriebe Typ OTT 4847 SSR	43
Tabelle 9 Motordaten Sanyo Denki Q1AA10150D	44
Tabelle 10 Überlastfaktoren für Riementriebe (Maedler GmbH)	48
Tabelle 11 Gegenüberstellung der Varianten	68

1 Einleitung

Ausgangssituation

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Erweiterung einer bestehenden 3-Achsen CNC (Computerized Numerical Control) Portalfräsmaschine. Das Portal dieser Anlage führt eine Linearbewegung in X-Richtung aus mit einem Verfahrweg von 1500 mm. Die Y und Z Achsen sind auf dem Portal aufgebaut und haben einen Verfahrweg von 1050 mm in Y-Richtung und 520 mm in Z-Richtung. Auf dieser Anlage werden hauptsächlich Einzelstücke für Versuchsaufbauten hergestellt. Die zu fertigenden Werkstücke weisen eine Komplexität auf, die mithilfe der drei Linearachsen der Anlage nur eingeschränkt abgedeckt werden können. Aus diesem Grund soll die Anlage um einen NC-Rundtisch (A-Achse) erweitert werden.

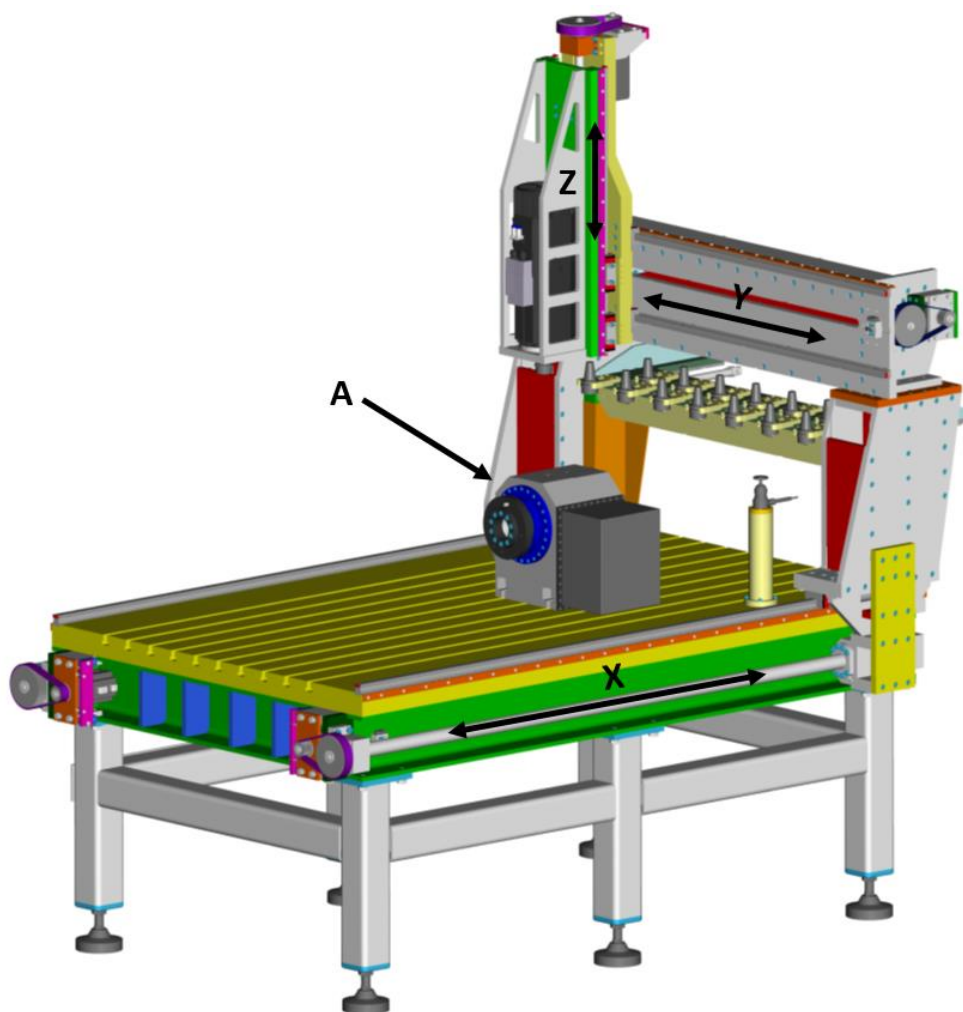


Abbildung 1 Achsenanordnung der Portalfräsmaschine (mit NC-Rundtisch)

Die Abbildung 1 zeigt die vorhandene Portalfräsmaschine mit einem NC-Rundtisch. Zur besseren Übersicht wurden die Bearbeitungsachsen beschriftet.

Motivation

Durch das Aufrüsten der Werkzeugmaschine mit einer NC-Rundachse, ist es möglich komplexere Bauteile sowie Bauteile in einer Aufspannung zu fertigen (Mehrseitenbearbeitung). Dabei soll der NC-Rundtisch so konzipiert werden, dass dieser jederzeit vom Maschinentisch ab- und aufmontiert werden kann. Dies schafft zusätzliche Flexibilität und somit können wie bisher große Bauteile, die den Maschinenbauraum ausnutzen, auch kleinere Bauteile, die ohne Rundtisch nicht möglich gewesen wären, gefertigt werden. Darüber hinaus steigt durch diese Erweiterung die Auslastung der Maschine. Weiteres sind die Kosten gegenüber einer Neuanschaffung einer 4-Achsen Werkzeugmaschine geringer.

Vorgehensweise

Um einen geeigneten NC-Rundtisch nach den Anforderungen in der Portalfräsmaschine zu konzeptionieren, mussten zuerst die notwendigen Kenngrößen des Rundtisches ermittelt werden. Dazu wurden die auftretenden Kräfte während der Bearbeitung rechnerisch sowie messtechnisch erfasst und daraus die Vorschubkraft beim Fräsen sowie beim Bohren näher betrachtet. Aus der Vorschubkraft und unter Berücksichtigung des Bauraumes konnten weitere Größen wie Vorschubmoment und Haltemoment des erforderlichen NC-Rundtisches ermittelt werden. Mithilfe dieser Kenngrößen fand eine Auswahl eines passenden Antriebskonzepts statt. Weiteres wurden zwei Konzepte für einen Rundtisch erstellt.

2 Ermittlung der Auslegungsgrößen

In diesem Kapitel werden theoretische Berechnungen sowie Versuche zur Erfassung der auftretenden Kräfte während der Fräs- und Bohrbearbeitung durchgeführt. Die Versuche waren notwendig, da die theoretischen Berechnungsfaktoren eine große Schwankungsbreite aufwiesen. Die relevanten Größen zur Auslegung eines Drehtisches sind das Vorschubmoment sowie die Vorschubgeschwindigkeit. Diese Parameter sind im Wesentlichen vom Werkstückdurchmesser und verwendeten Werkzeug und deren Parameter abhängig. Um das nötige Vorschubmoment des Rundtisches zu ermitteln, benötigt man die Kenntnisse der während der Bearbeitung auftretenden Kräfte. Jedoch gilt des Weiteren zu beachten, dass bei Stillstand des Werkstückes der Rundtisch geklemmt werden soll. Dabei soll die eingesetzte Klemmung höhere Drehmomente aufnehmen können, als der Antrieb des Rundtisches abgibt.

In den Unterkapiteln wird nun die Vorschubkraft beim Fräsen sowie die Vorschubkraft beim Bohren berechnet und mittels Versuche auf der Maschine kontrolliert.

2.1 Ermittlung der Vorschubkraft beim Fräsen

Auf dem NC-Rundtisch sollen Fräs- und Bohrbearbeitungen durchgeführt werden. Darum ist es notwendig die bei jeder Bearbeitung auftretenden Kräfte möglichst genau zu kennen um daraus die Anforderungen an die Drehachse ableiten zu können. Dabei wurden Werkzeuge betrachtet die häufig auf der Maschine zum Einsatz kommen. Das Ermitteln der Vorschubkräfte erfolgt hierbei theoretisch durch Berechnungen und praktisch anhand von Messungen. Beim eingesetzten Werkzeug handelt es sich dabei um einen Schaftfräser der fürs Stirn- sowie fürs Planfräsen geeignet ist.

2.1.1 Kräfte und Winkel am Werkzeug

Bei der Fräsbearbeitung entstehen Kräfte die vom Werkzeug in die Werkzeugmaschine geleitet werden. Diese Kräfte sind abhängig vom Werkzeug, dem Material und den Vorschubgrößen.

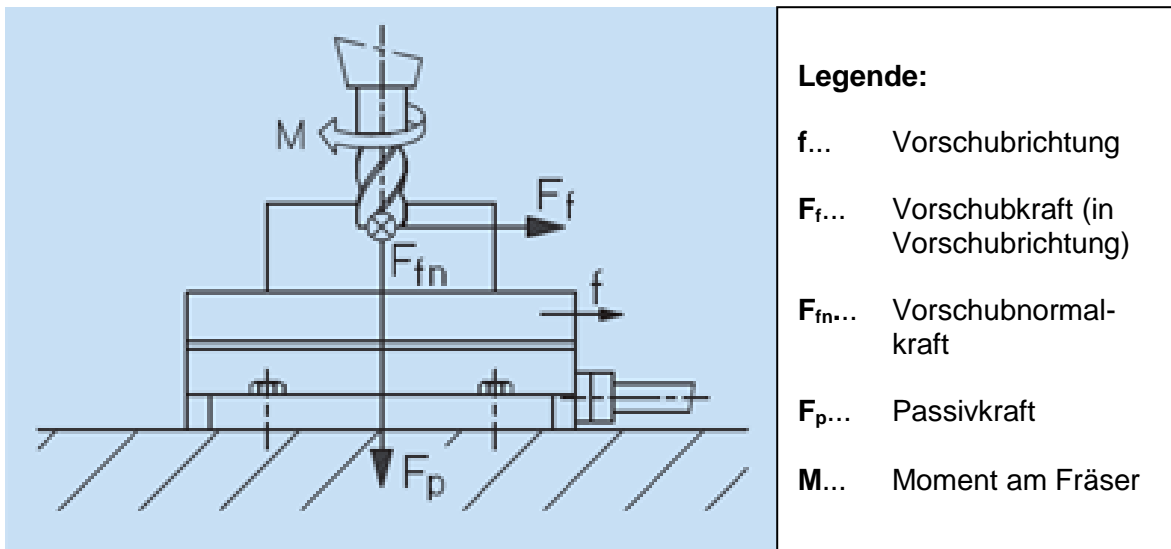


Abbildung 2 Kräfte beim Fräsen (Kistler Instrumente AG)

Die Abbildung 2 zeigt einen Schaftfräser der ein Werkstück bearbeitet, dass auf einem Dynamometer zur Kräfteerfassung aufgespannt ist. Die dabei gemessenen Kräfte teilen sich in Vorschubkraft, Vorschubnormalkraft und Passivkraft auf.

Die Vorschubkraft ist jene Kraft die notwendig ist um das Werkzeug während der Bearbeitung in Vorschubrichtung zu bewegen. Diese Kraft steht unter anderem in Abhängigkeit mit dem Spanquerschnitt und der Vorschubgeschwindigkeit sowie den zu bearbeitenden Werkstoff.

Bei der Vorschubnormalkraft handelt sich es um jene Kraft die 90° zur Vorschubkraft auftritt. Die dritte Komponente ist die Passivkraft. Sie ist jene Kraft, die maßgeblich für Form- und Maßfehler bei der Bearbeitung des Werkstücks verantwortlich ist vgl. (Kistler Instrumente AG). Aus diesen drei Komponenten lässt sich die Zerspankraft errechnen.

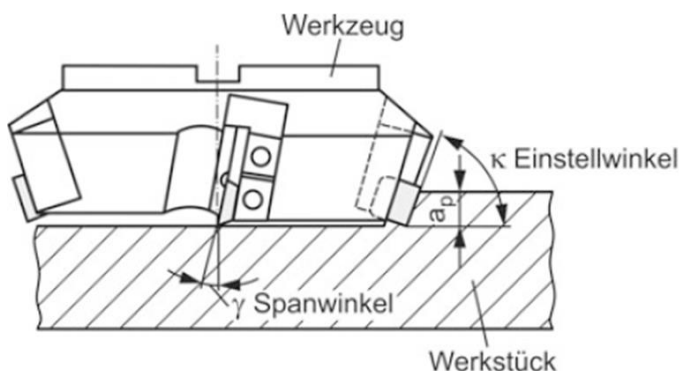


Abbildung 3 Winkel am Fräskopf (Hirsch, 2000)

Für die weitere Betrachtung sind auch die Winkel am Fräskopf relevant. Die Abbildung 3 zeigt einen Messerkopf während der Bearbeitung. In dieser Abbildung werden die wesentlichen Größen, der Einstellwinkel κ , die Schnitttiefe a_p und der Spanwinkel γ dargestellt.

Die Werkzeuge weisen je nach Werkzeugtyp oder je nach zu bearbeiten Werkstoff unterschiedliche Winkel auf. Bei einem Schaftfräser beträgt beispielsweise der Einstellwinkel α 90° wobei ein Planfräser einen Winkel von 15° bis 90° aufweisen kann.

2.1.2 Berechnung der Schnittkräfte

Die Berechnung der Kräfte erfolgt laut Fachbuch Werkzeugmaschinen Grundlagen und Übungen (Hirsch, 2000).

Zur Berechnung der Schnittkräfte benötigt man nun mehrere Parameter. Dazu zählen die Vorschubgeschwindigkeit, Vorschub pro Zahn, die Schnitttiefe sowie die Schnittbreite. Diese Werte sind in Tabelle 1 angeführt und werden auf der Fräsanlage verwendet. Dabei handelt es sich um Parameter die auf der Fräsanlage maximal (Vorschubgeschwindigkeit in Abhängigkeit von Schnitttiefe und Werkzeug) eingestellt werden können, ohne ein Rattern des Werkzeuges im Werkstück hervor zu rufen. Das Rattern ist abhängig von der Steifigkeit des Werkzeuges und der Maschine.

Es gilt noch zu berücksichtigen, dass es sich bei dem betrachteten Werkzeug um einen Schaftfräser mit vier Schneiden handelt. Bei diesem Werkzeug sind beim Nutenfräsen (Vollnut) zwei Schneiden im Einsatz und die Schnittbreite ist gleich dem Werkzeugdurchmesser.

Weiteres ist die Schnittkraft der einzelnen Schneiden von der Spanungsdicke, Schnittbogenwinkel, Werkstoff und vom Werkzeugdurchmesser abhängig.

Tabelle 1 Maschinenparameter beim Fräsen

Vorschubgeschwindigkeit	Vorschub pro Zahn	Schnitttiefe	Schnittbreite
$V_c=340 \text{ mm/min}$	$F_z=0,015 \text{ mm}$	$a_p=5,2 \text{ mm}$	$a_e=10 \text{ mm}$

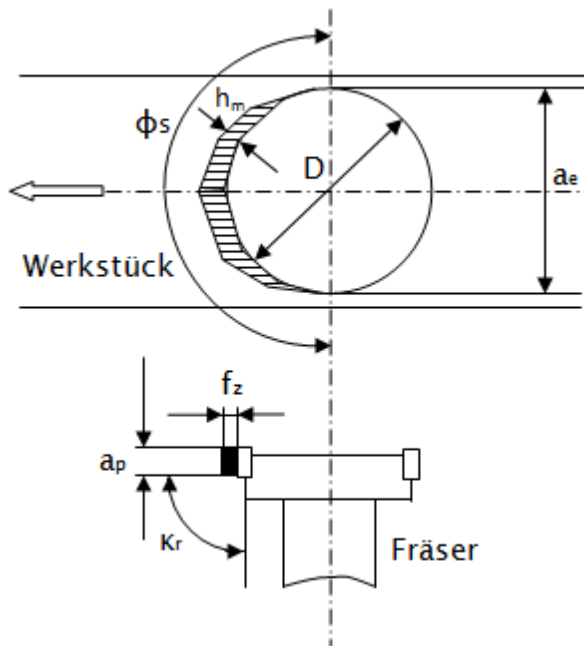


Abbildung 4 Kenngrößen beim Nutenfräsen angelehnt an (Hirsch, 2000)

In der Abbildung 4 ist ein Eckfräser mit Einstellwinkel $\kappa_r=90^\circ$ während der Fräsbearbeitung dargestellt. Dabei ist die Schnittbreite a_e gleich dem Werkzeugdurchmesser D . Die Spandicke während eines Zahneingriffes ist hierbei nicht konstant. Um einen Wert für die Spanungsdicke zu ermitteln wird näherungsweise mit Gl. (1) eine mittlere Spanungsdicke h_m ermittelt. Dazu wird die Schnittbreite a_e , der Vorschub pro Zahn f_z , der Einstellwinkel κ_r , der Werkzeugdurchmesser D und der Schnittbogenwinkel ϕ_s eingesetzt.

$$h_m = \frac{a_e \cdot 360^\circ \cdot f_z \cdot \sin(\kappa_r)}{D \cdot \pi \cdot \phi_s} \quad \text{mittlere Spanungsdicke [mm]} \quad \text{Gl. (1)}$$

$$h_m = \frac{10 \text{ mm} \cdot 360^\circ \cdot 0,015 \frac{\text{mm}}{\text{U}} \cdot \sin(90^\circ)}{10 \text{ mm} \cdot \pi \cdot 180^\circ} = \mathbf{0,0095 \text{ mm}}$$

Mit dem Einsetzen der bekannten Werte erhält man für die mittlere Spandicke h_m 0,0095 mm.

Um die Zerspankraft des Werkzeuges berechnen zu können, müssen deren einzelne Komponenten, die Schnittkraft, die Schnittnormalkraft und die Passivkraft, unter Berücksichtigung des Schneidstoffverschleißfaktor K_v bestimmt werden. Dazu werden die nachfolgenden Gleichungen verwendet.

Die dabei relevanten Größen werden aus Tabelle 2 und Tabelle 3 verwendet. Die Schnitttiefe a_p beträgt hierbei 5,2 mm aus Tabelle 1.

$$F_{cz}^F = a_p \times h_m^{1-z} \times K_{c1.1} \times K_{Vc} \quad \text{Schnittkraft pro Zahn} \quad \text{Gl. (2)}$$

$$F_{cz}^F = 5,2 \text{ mm} \cdot 0,0095 \text{ mm}^{0,7} \cdot 2260 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot (1,35) = 453 \text{ N (611 N)}$$

$$F_{czn}^F = a_p \times h_m^{1-x} \times K_{f1.1} \times K_{Vcn} \quad \text{Schnittnormalkraft pro Zahn} \quad \text{Gl. (3)}$$

$$F_{czn}^F = 5,2 \text{ mm} \cdot 0,0095^{0,38535} \cdot 364 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot (1,7) = 318 \text{ N (541 N)}$$

$$F_{pz}^F = a_p \times h_m^{1-y} \times K_{p1.1} \times K_{Vp} \quad \text{Passivkraft pro Zahn} \quad \text{Gl. (4)}$$

$$F_{pz}^F = 5,2 \text{ mm} \cdot 0,0095^{0,5067} \cdot 311 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot (1,84) = 153 \text{ N (282 N)}$$

Nun sind die einzelnen Kräfte pro Zahn berechnet, wenn noch der maximale Verschleiß mitgerechnet wird (Werte in Klammer) steigen die Kräfte an. Als nächstes müssen noch die Kräfte der einzelnen Schneiden aufsummiert werden. Da es sich bei diesem Werkzeug um einen vier schneidigen Schaftfräser handelt, stehen die einzelnen Schneiden 90° zueinander.

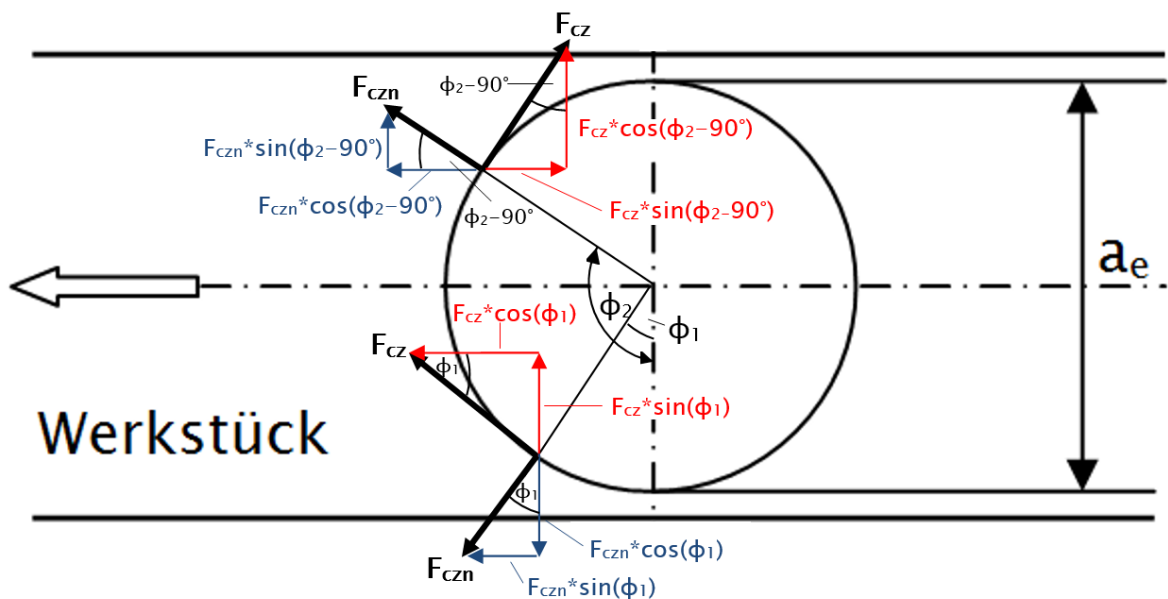


Abbildung 5 Kraftangriff am Umfang eines vier schneidigen Schaftfräasers

Die Abbildung 5 zeigt die bei der Bearbeitung auftretenden Kräfte und deren Komponenten in X- und Y-Richtung. In Z- Richtung wirken nur die einzelnen Passivkräfte. Da für die Berechnung eine mittlere Spanungsdicke verwendet wird, sind bei der Passivkraft der Betrag und die Richtung konstant, und können somit einfach addiert werden. Die einzelnen Komponenten der Schnittkraft und Schnittnormalkraft ändern sich während der Rotation des Werkzeugs in Bezug auf die Vorschubrichtung. Diese Abbildung soll veranschaulichen.

lichen wie die zwei im Eingriff befindlichen Schneiden mit deren Schnittkräften je nach Drehwinkel in ihre Komponenten in Bezug auf die Vorschubrichtung zerlegt werden.

Tabelle 2 Auszug aus Tabelle Zerspankraftkennwerte (Hirsch, 2000)

Werkstoff	1-z	$K_{c1.1}$	1-x	$K_{f1.1}$	1-y	$K_{p1.1}$
	Anstiegs- wert	[N/mm ²]	Anstiegswert	[N/mm ²]	Anstiegswert	[N/mm ²]
E 360/St 70	0,7	2260	0,3835	364	0,5067	311

Tabelle 3 Auszug aus Tabelle Verschleißkorrekturfaktoren (Hirsch, 2000)

Hartmetallschneiden	
Schnittkraft F_c	$K_{vc}=1,35$
Vorschubkraft F_f	$K_{vcn}=1,7$
Passivkraft F_p	$K_{vp}=1,84$

2.1.3 Berechnung der Vorschubkraft beim Nutenfräsen

Um die notwendige Vorschubkraft zu ermitteln wurden die einzelnen Komponenten der Schnittkraft pro Zahn unter Berücksichtigung deren Stellung im Werkstück addiert vgl. Abbildung 5. Mithilfe der Gl. (5) und Gl. (6) kann nun die Vorschubkraft sowie deren Normalkraft in Abhängigkeit der Fräserstellung berechnet werden.

Für die Vorschubkraft F_f (in Vorschubrichtung) ergibt sich:

$$F_f = -F_{czn} \cdot \sin \varphi_1 - F_{cz} \cdot \cos \varphi_1 - F_{czn} \cdot \cos(\varphi_2 - 90^\circ) + F_{cz} \cdot \sin(\varphi_2 - 90^\circ) \quad \text{Gl. (5)}$$

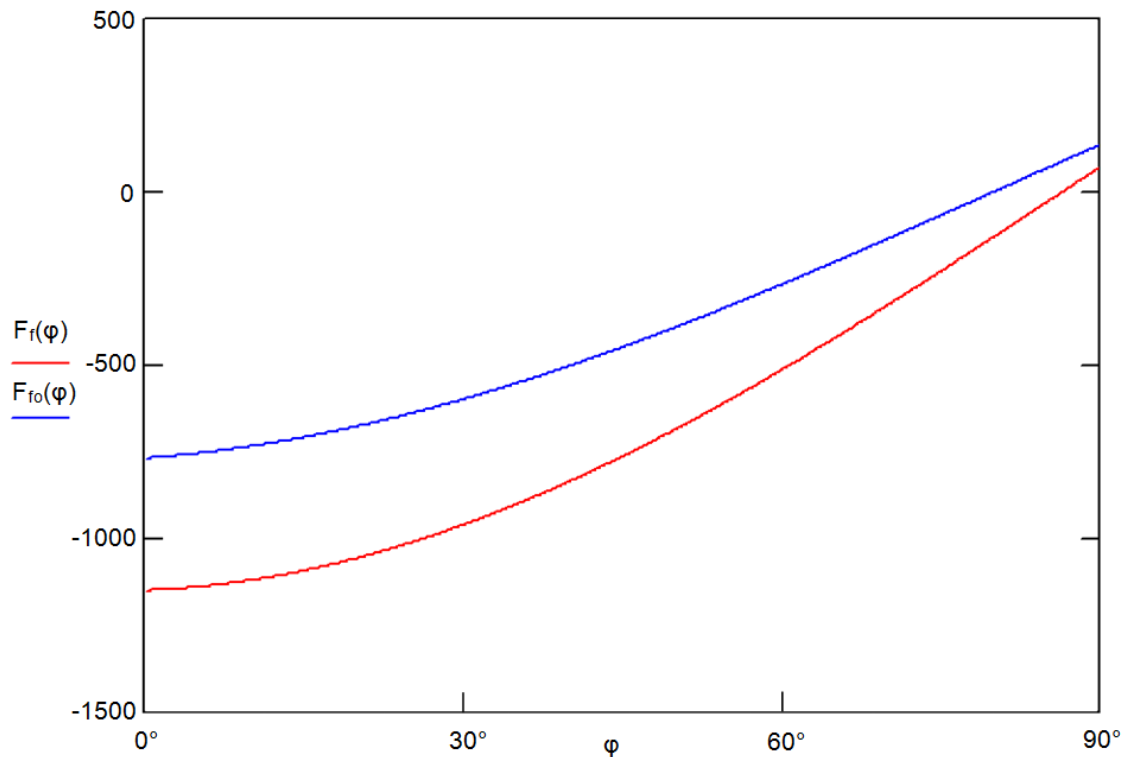


Abbildung 6 Verlauf der Vorschubkraft

Mit der Gl. (5) wurden die in Abbildung 6 dargestellten Graphen erzeugt. Dies soll veranschaulichen, wie sich die Vorschubkraft (Summe aus beiden Schneiden) während der Bearbeitung bei einem Verdrehwinkel des Fräasers von 90° verhält. Die obere Kurve gibt den Verlauf der Vorschubkraft ohne Werkzeugverschleißkorrekturfaktor und die untere mit Werkzeugverschleißkorrekturfaktor wider. Da die Betrachtung auf der Vereinfachung beruht, dass die Spandicke konstant ist, erhält man bei ca. 88° einen Vorzeichenwechsel der Vorschubkraft.

Zur weiteren Berechnung wird nun die Vorschubnormalkraft F_{fn} ermittelt:

$$F_{fn} = -F_{czn} \cdot \cos \varphi_1 + F_{cz} \cdot \sin \varphi_1 + F_{czn} \cdot \sin(\varphi_2 - 90^\circ) + F_{cz} \cdot \cos(\varphi_2 - 90^\circ) \quad \text{Gl. (6)}$$

Da sich der Eingriffswinkel ϕ laufend ändert, wurde diese Kraft vereinfacht bei $\phi=20^\circ$ berechnet.

Die Passivkraft kann dabei mit der Zähnezahl multipliziert werden. Diese nimmt einen Wert von 306 N und bei verschlissenem Werkzeug einen Wert von 564 N an.

Aus der Vorschubkraft sowie der Vorschubnormalkraft und der Passivkraft lässt sich die Zerspankraft F_z ermitteln. Sie ist die ausschlaggebende Größe zur Dimensionierung der Vorschubkraft der Rundachse. Um diese zu ermitteln setzt man nun in die nachfolgende

Formel für den Drehwinkel 20° ein und man erhält eine Zerspankraft von 841 N. Berücksichtigt man die Verschleißkorrekturfaktoren erhöht sich die Kraft auf 1285 N.

$$F_{Z(\varphi)}^F = \sqrt{F_{f(\varphi)}^2 + F_{fn(\varphi)}^2 + (z \cdot F_{pz})^2} \quad \text{Zerspankraft} \quad \text{Gl. (7)}$$

$$F_{Z(20^\circ)}^F = 1285 \text{ N} \quad \text{mit maximalen Werkzeugverschleiß}$$

$$F_{Z(20^\circ)}^F = 841 \text{ N} \quad \text{ohne Werkzeugverschleiß}$$

Da die Zerspankraft (1285 N mit verschlissenen Werkzeug) des Fräasers eine gleich große Gegenkraft hervorruft wird diese für eine weitere Dimensionierung herangezogen.

Die nun berechnete Zerspankraft ist eine wesentliche Größe zur Auslegung eines Rundtisches. Von dieser Kraft wird das notwendige Vorschubmoment abgeleitet. Um diese theoretisch ermittelten Größen zu überprüfen wurden Messungen auf der Maschine durchgeführt.

2.1.4 Messung der Vorschubkraft beim Nutenfräsen

Die Messung der Vorschubkraft soll bestätigen ob die berechneten Werte in einem plausiblen Bereich liegen. Dazu wurde an der Servoendstufe einer Linearachse der Werkzeugmaschine ein Computer mit Auswertesoftware angeschlossen. Da diese Werkzeugmaschine den Vorschub einer Linear-Achse über einen Servomotor mit dazugehörigen Getriebe und Kugelumlaufspindel bewerkstelligt, ist es möglich aus der Antriebsdrehzahl und Drehmoment des Servomotors einen Rückschluss auf die Vorschubkraft zu ziehen (siehe Abbildung 7).

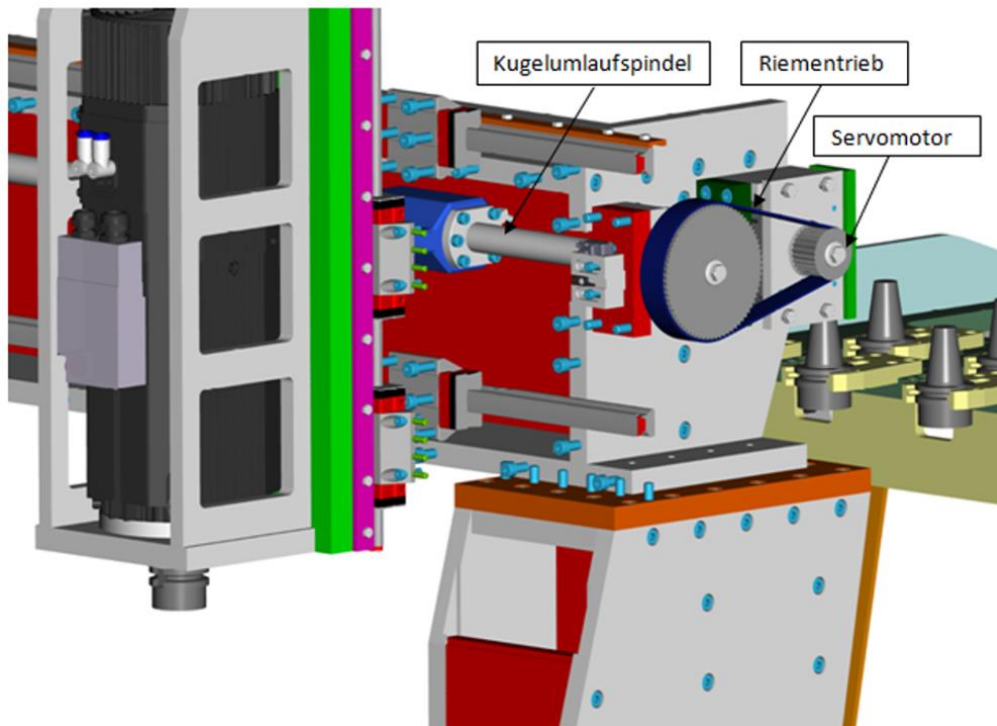


Abbildung 7 Antriebskomponenten der Y-Achse

Die Abbildung 7 zeigt die Y-Achse der 3-Achsen Portalfräsmaschine. Bei dieser Achse handelt es sich um eine Linearachse, auf der die Z-Achse mit Frässpindel aufgebaut ist. Die Vorschubbewegung dieser Achse wird mit einer Kugelumlaufspindel und Linearführungen bewerkstelligt. Den Antrieb übernimmt dabei ein Servomotor der über einen Zahnriemen mit der Kugelumlaufspindel verbunden ist.

Diese zur Verfügung gestellten Daten werden ständig zur internen Regelung benötigt. Mit Motordrehzahl und Drehmoment, wurde unter Berücksichtigung der Übertragungselemente, Rückschlüsse auf die Vorschubkraft gezogen. Dabei wurden folgende Übertragungselemente berücksichtigt: Zahnriementrieb mit Übersetzung, Kugelumlaufspindel mit Übersetzung (Steigung), Linearführungen, Wirkungsgrad der einzelnen Elemente.

Die Bewegungsumsetzung von Rotationsbewegung in eine Linearbewegung erfolgt mit einem Zahnriementrieb und einer Kugelumlaufspindel. Dabei ergibt sich folgender Zusammenhang vgl. Gl. (13).

Wenn man nun die Linearachse mit dem Servomotor auf eine konstante Geschwindigkeit beschleunigt und nach dem Beschleunigen die Geschwindigkeit konstant lässt, erhält man bei der Messung des Motormomentes jenes Moment das notwendig ist die Reibungswiderstände zu überwinden. Das dabei auftretende Reibmoment kann mithilfe der Abbildung 8 (Bereich A) abgelesen werden.

Versuchsaufbau

Bei diesem Versuch wurde als Werkstück ein Stangenmaterial aus E360 mit einem Querschnitt von 50x50 mm und einer Länge von 200 mm verwendet. Das Probestück wurde dabei in den Maschinenschraubstock gespannt und mit einem vierschneidigen Schaftfräser bearbeitet. In das Werkstück wurde eine Nut mit der Breite des Werkzeuges gefräst (Vollnut). Die Vorschubbewegung führte dabei die Y-Achse aus. Das Drehmoment des auf der Y-Achse angebauten Servomotors wurde gemessen. Die dabei verwendeten Parameter sind Tabelle 1 zu entnehmen.

Auswertung der Messung

Die Abbildung 8 zeigt den dabei gemessenen Kräfteverlauf.

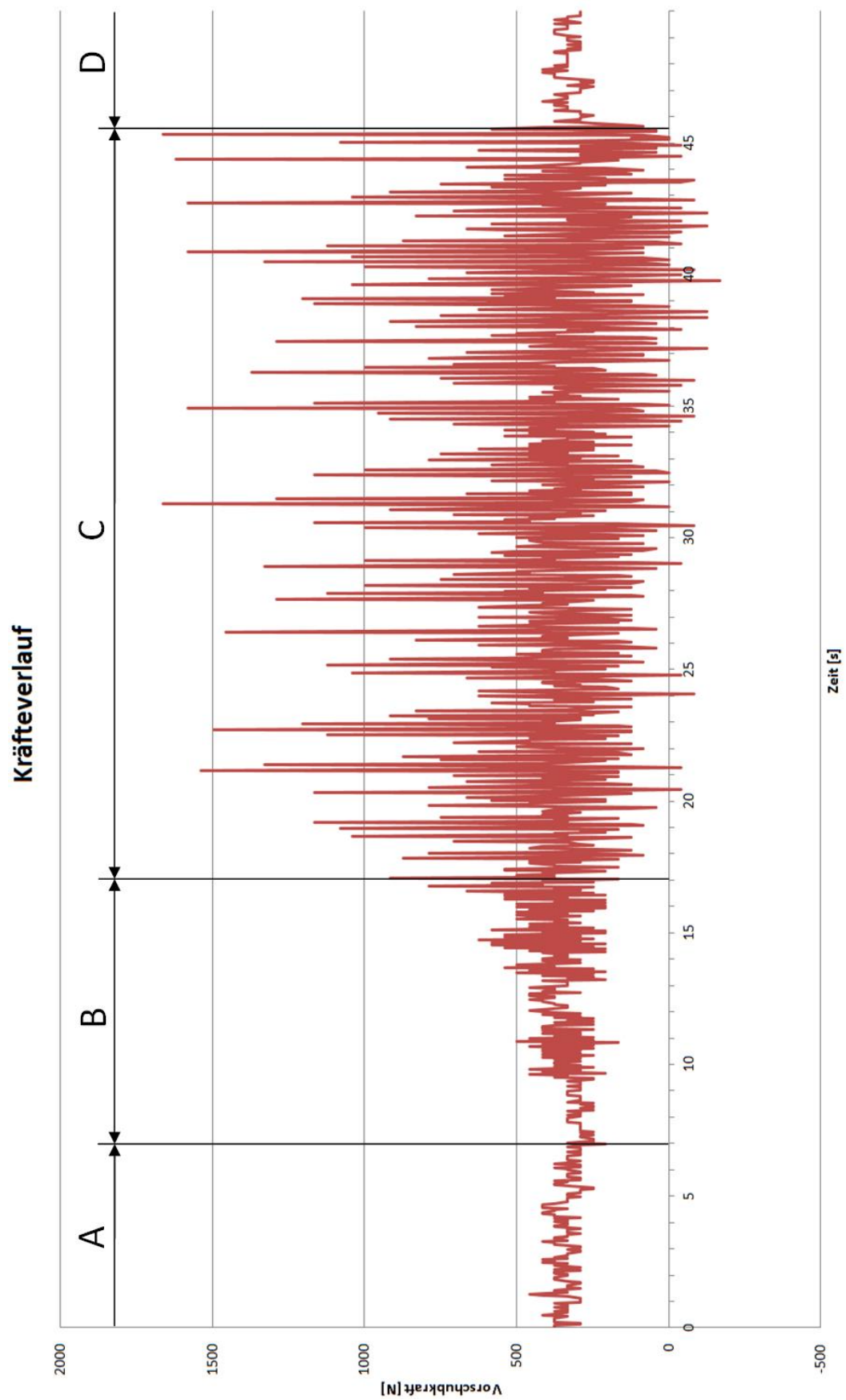


Abbildung 8 Kräfteverlauf beim Nutenfräsen

Die Abbildung 8 wurde in folgende Bereiche unterteilt:

Bereich A:

In diesem Bereich fährt die Linearachse mit Eilgang zum Werkstück am Maschinentisch. Dabei müssen die Reibungswiderstände des Riementriebes, der Kugelumlaufspindel und der Linearführungen überwunden werden. Hierzu muss eine mittlere Vorschubkraft von 330 N aufgebracht werden.

Bereich B:

Im Bereich B taucht der Fräser mit reduzierter Vorschubgeschwindigkeit in das Werkstück ein. Dabei wird die Vorschubgeschwindigkeit bis auf den gewünschten Wert laut Tabelle 1 erhöht.

Bereich C:

In diesem Abschnitt wird der Arbeitsvorschub konstant gehalten. Die dabei notwendige Vorschubkraft schwankt von ca. -100 N bis +1800 N. Dies ist darauf zurück zu führen, dass die Servoendstufe versucht die Vorschubgeschwindigkeit konstant zu halten. Darum muss die Vorschubachse ständig zwischen Beschleunigen und Verzögern regeln. Im Bereich von -100 N bis +1800 N muss noch die Reibung vom Bereich A subtrahiert werden. Dabei ergibt sich eine Belastungsspitze von 1470 N.

Bereich D:

Im letzten Bereich fährt der Fräser aus dem Werkstück, und wird mit Eilgang wieder in Ausgangsposition gebracht.

2.1.5 Vergleich

Vergleicht man den Verlauf der Vorschubkraft (Abbildung 6) mit der Messung (Abbildung 8 Bereich C) erkennt man, dass die Vorschubkraft im relevanten Bereich liegt. Somit kann der berechnete Wert der Zerspankraft beim Nutenfräsen mit 1285 N zur weiteren Auslegung des Vorschubmomentes herangezogen werden.

2.2 Ermittlung der Vorschubkraft beim Bohren

Da die Rundachse nicht nur zur Fräsbearbeitung eingesetzt wird, muss noch eine Ermittlung der Vorschubkräfte beim Bohren erfolgen. Dazu wird ein Werkstück auf den Maschinentisch gespannt. Die Hauptspindel mit der dazugehörigen translatorischen Achse (Z-Achse) führt dabei die Vorschubbewegung aus. Hierbei ist im Unterschied zu 2.2.3 das Eigengewicht der Hauptspindel mit Linearführung zu berücksichtigen.

2.2.1 Kräfte und Winkel am Bohrer

Bei der Bohrbearbeitung wird die Schnittbewegung von der Hauptspindel erzeugt. Die Vorschubbewegung des meist 2-schneidigen Werkzeuges wird dabei mit der dazugehörigen Linearachse ausgeführt. Im Gegensatz zur Fräsbearbeitung sind hierbei die Schneiden konstant im Eingriff.

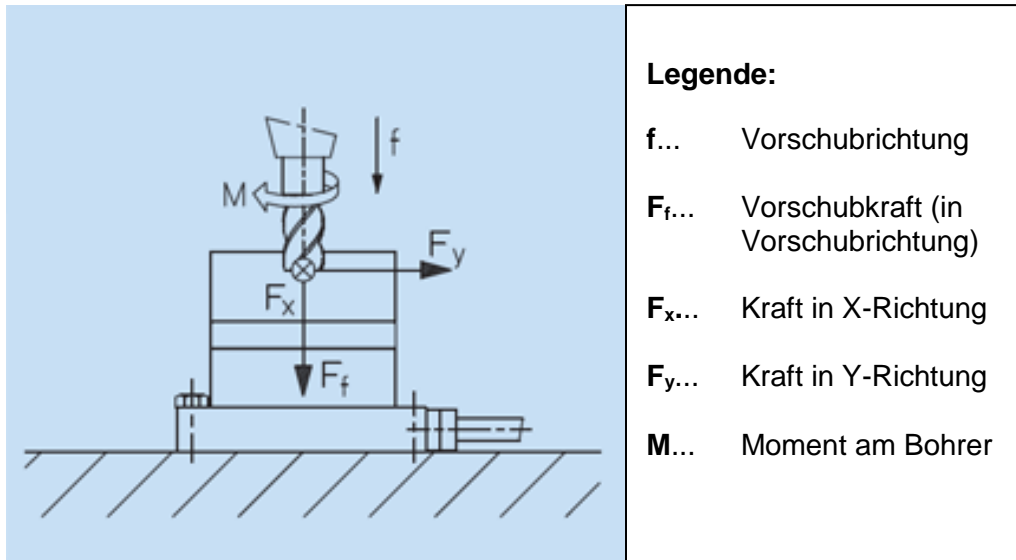


Abbildung 9 Kräfte beim Bohren (Kistler Instrumente AG)

Die Abbildung 9 zeigt ein Bohrwerkzeug das in senkrechter Richtung in das auf ein Dynamometer gespannte Werkstück eindringt. Dabei muss die die Vorschubkraft F_f aufgebracht werden. Bei dieser Betrachtung wird eine eventuell auftretende Hochreißkraft beim Bohren von dünnen Blechen nicht näher betrachtet.

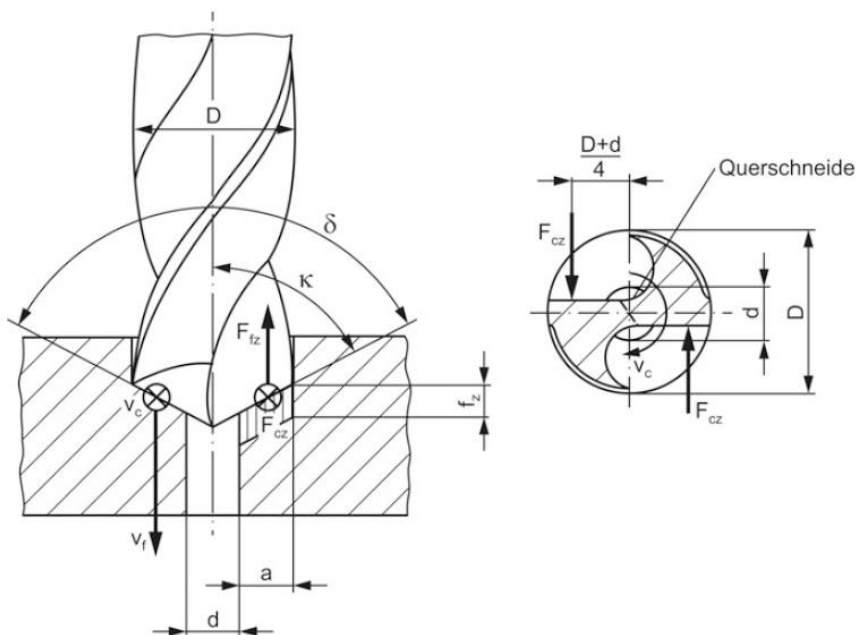


Abbildung 10 Zerspanungskräfte beim Bohren (Neugebauer, 2012)

Für eine nähere Betrachtung sind in Abbildung 10 weitere Größen dargestellt. Der Einstellwinkel κ , der sich aus dem halben Spitzenwinkel δ ergibt. Die Schnittgeschwindigkeit v_c ergibt sich aus der Drehzahl des Werkzeugs und deren Umfang.

2.2.2 Berechnung der Schnittkraft beim Bohren

Prinzipiell unterscheidet man das Bohren ins Volle und das Aufbohren. Beim Bohren ins Volle ist zu berücksichtigen, dass die Querschneide zum Eindringen in das Werkstück eine zusätzliche Kraft benötigt. Dies wird durch die spezifischen Zerspankraftkennwerte, die darüber hinaus eine Toleranz von ca. $\pm 10\%$ aufweisen, berücksichtigt. Die Zerspankraftkennwerte für das Aufbohren entsprechen denen beim Drehen.

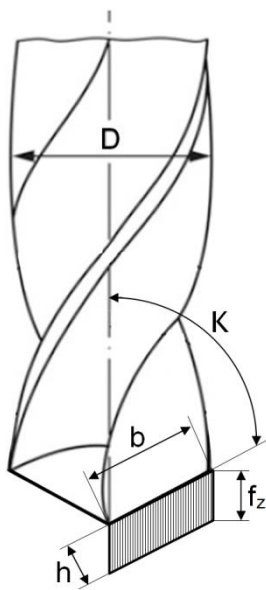


Abbildung 11 Spanungsquerschnitt beim Bohren Abbildung angelehnt an (Neugebauer, 2012)

In Abbildung 11 wird der Spanungsquerschnitt beim Bohren dargestellt. Der Spanungsquerschnitt bzw. die Spanbreite b und die Spandicke h sind vom Vorschub sowie dem Werkzeugdurchmesser und dem Spitzenwinkel abhängig. Der Einstellwinkel κ ergibt sich aus dem halben Spitzenwinkel. Zur Berechnung dient ein 2-schneidiger Spiralbohrer mit einem Durchmesser von 8,5 mm und einem Spitzenwinkel von 118° . Nun lässt sich die Spandicke h und die Spanbreite b mit nachfolgenden Formeln ermitteln.

$$h = \frac{f}{2} \times \sin \kappa$$

$$b = \frac{D}{2 \times \sin \kappa} \quad \text{Gl. (8)}$$

$$h = \frac{0,05 \text{ mm}}{2} \times \sin 59^\circ = 0,021 \text{ mm}$$

$$b = \frac{8,5 \text{ mm}}{2 \times \sin 59^\circ} = 4,96 \text{ mm}$$

Mit Hilfe der Spanungsdicke und der Spanungsbreite lässt sich die Vorschubkraft bestimmen. Die dazu nötigen Faktoren sind für den Werkstoff 42CrMo4 aus Tabelle 4 entnommen.

$$F_{cz}^B = b \times h^{1-z} \times k_{c1.1}^B \times K_V \quad \text{Schnittkraft pro Schneide} \quad \text{Gl. (9)}$$

$$F_{cz}^B = 4,96 \text{ mm} \times 0,021 \text{ mm}^{0,86} \times 2720 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times (1,7) = 486 \text{ N (827 N)}$$

$$F_{fz}^B = b \times h^{1-x} \times k_{f1.1}^B \times K_V \quad \text{Vorschubkraft pro Schneide} \quad \text{Gl. (10)}$$

$$F_{fz}^B = 4,96 \text{ mm} \times 0,021 \text{ mm}^{0,71} \times 2370 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times (1,7) = 757 \text{ N (1287 N)}$$

Die Berechnung der Passivkraft ist bei Werkzeugen mit symmetrisch angeordneten Schneiden nicht zielführend, da diese Anteile sich gegenseitig aufheben vgl. (Neugebauer, 2012).

Zur Berechnung wurden folgende Kennwerte für den Werkstoff 42CrMo4 aus (Neugebauer, 2012) entnommen.

Tabelle 4 Zerspankraftkennwerte beim Bohren ins Volle

Werkstoff	1-z	$k_{c1.1}^B$	1-x	$k_{f1.1}^B$
	Anstiegswert	[N/mm ²]	Anstiegswert	[N/mm ²]
42CrMo4	0,86±0,06	2720±420	0,71±0,04	2370±230

Der Verschleißkorrekturfaktor K_V wird wie beim Fräsen aus Tabelle 3 gewählt.

Tabelle 5 Berechnungsparameter Bohren

Spitzenwinkel	Vorschub pro U	Durchmesser	Schneiden	Verschleißkorrekturfaktor (Hartmetall)
δ=118°	f=0,05 mm	D=8,5 mm	z=2	$K_V=1,7$

Um die gesamte Vorschubkraft für das Werkzeug zu ermitteln muss nun die Anzahl der Schneiden mit der Vorschubkraft pro Schneide multipliziert werden.

$$F_f^B = F_{fz}^B \times z$$

Vorschubkraft

Gl. (11)

Die rechnerisch ermittelte Vorschubkraft (nach Gl. (11)) unter Berücksichtigung des Verschleißkorrekturfaktors liegt bei 2574 N und ohne Verschleißkorrekturfaktor bei 1514 N.

2.2.3 Messung der Vorschubkraft beim Bohren

Beim Bohrversuch wurde in eine Scheibe aus dem Werkstoff 42CrMo4 gebohrt. Dabei wurde die Z-Achse als Vorschubachse eingesetzt. Die Z-Achse wird wie die Y-Achse über einen Servomotor mit Riementrieb und Kugelumlaufspindel angetrieben. Die Führung der Achse wird dabei über eine Linearführung bewerkstelligt. Der wesentliche Unterschied bei der Auswertung der Messwerte der Z-Achse gegenüber der Y-Achse ist das Eigengewicht der Z-Achse.

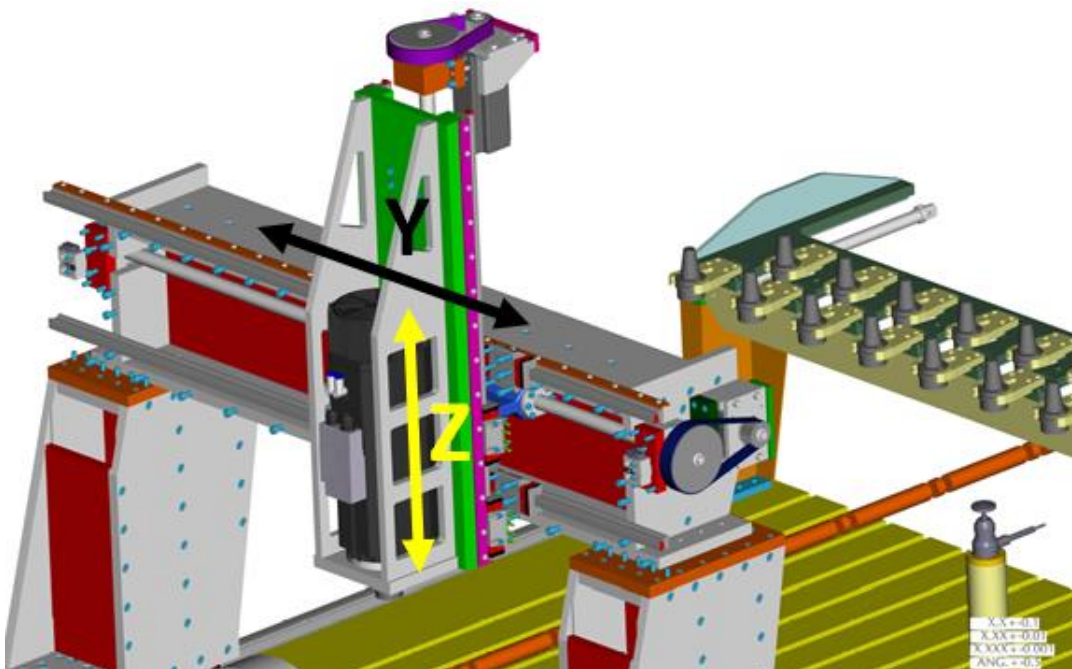


Abbildung 12 Achsenanordnung der Maschine

Die Abbildung 12 zeigt eine Portalfräsmaschine und deren Achsenanordnung für die Versuche. Die Y- und die Z- Achse sind dabei auf das Portal aufgebaut. Das Portal führt eine Linearbewegung in X-Richtung aus.

Bei diesem Versuch wurden die Messwerte der Servoendstufe zur Erstellung des Kraft-Weg-Diagramms herangezogen. Die Einstellgrößen für den Versuch wurden aus Tabelle 5 entnommen.

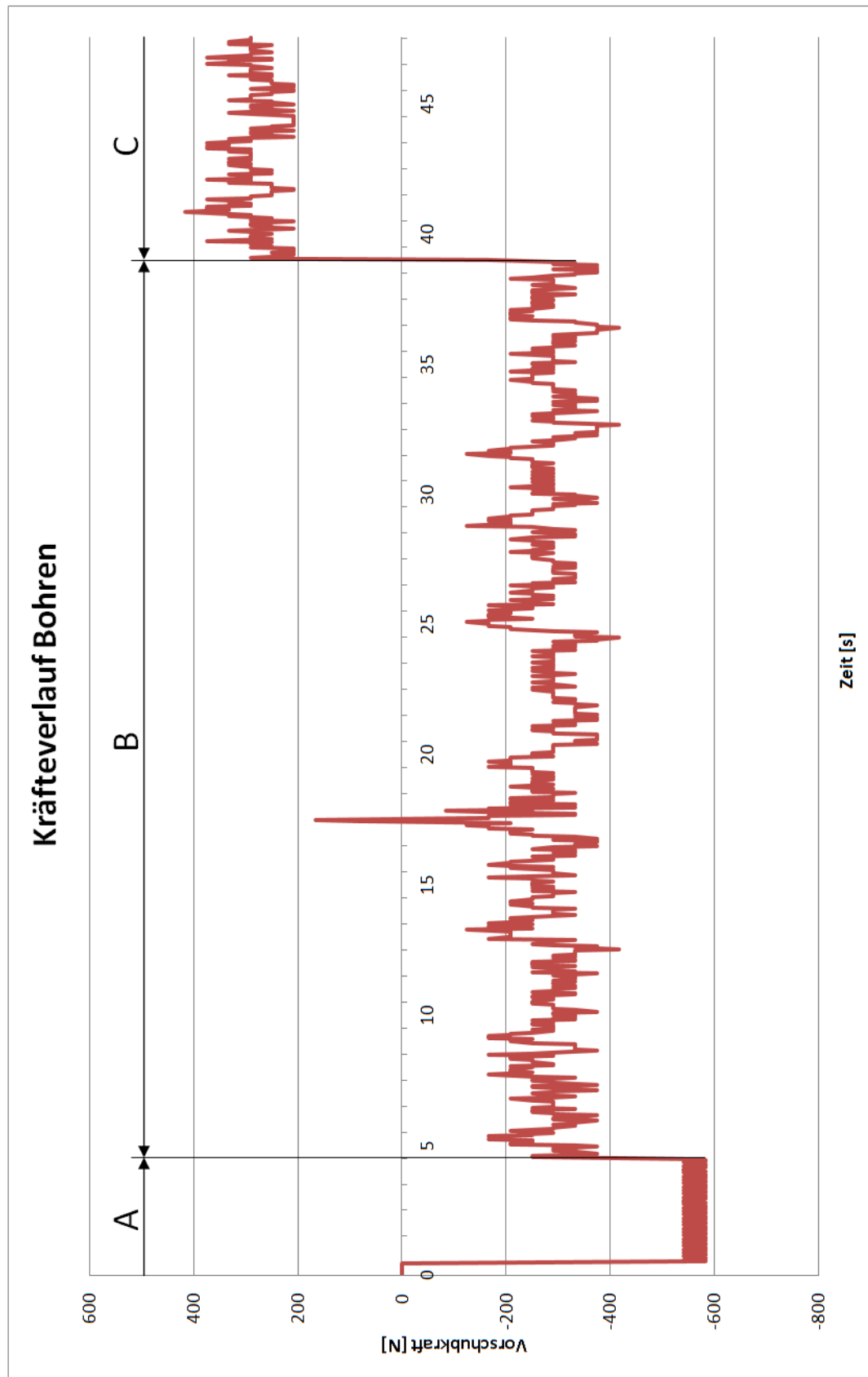


Abbildung 13 Kräfteverlauf beim Bohren

Die Abbildung 13, der Kräfteverlauf beim Bohren, wurde in folgende Bereiche unterteilt:

Bereich A:

Im Bereich A wird die Frässpindel in der oberen Endlage gehalten. Dazu muss der Servomotor ein Bremsmoment aufbringen. Dazu wird eine mittlere Bremskraft von -560 N benötigt.

Bereich B:

Im mittleren Bereich wird die Frässpindel an das Werkstück herangefahren. Dabei versucht die Servoendstufe die Vorschubgeschwindigkeit konstant zu halten. Daraus resultiert ein gezackter Verlauf, der auf das Beschleunigen und Abbremsen zurückzuführen ist. Der Mittelwert der Vorschubkraft liegt in diesem Bereich bei -268 N.

Bereich C:

Im letzten Bereich taucht der Bohrer in das Werkstück ein. Die dabei gemessene Vorschubkraft liegt bei einem Mittelwert von +291 N.

Wenn man nun den Unterschied zwischen dem Bereich A und dem Bereich C berechnet, erhält man eine Vorschubkraft von 851 N. Wenn man nun für den Verschleiß den Faktor 1,7 berücksichtigt erhält man 1447 N.

2.2.4 Vergleich

Vergleicht man den in Abschnitt 2.2.2 berechneten Wert mit dem im Abschnitt 2.2.3 gemessenen Wert erhält man einen Unterschied. Dieser Unterschied ist unter anderem auf die Beschichtung des verwendeten Bohrers und auf die bis zu +/-10% Schwankungen bei den Berechnungsparametern zurückzuführen.

2.3 Ermittlung der Kennwerte des Rundtisches

Die Kennwerte eines Rundtisches beschränken sich nicht nur auf den maximalen Werkstückdurchmesser, der Gehäuseabmessungen und den elektrischen Kennwerten. Darüber hinaus sind Vorschubmoment und Vorschubdrehzahl ausschlaggebend. Das Vorschubmoment sollte für eine simultane Bearbeitung (das Werkstück dreht sich während der Bearbeitung) möglichst hoch sein. Wenn das Werkstück während der Bearbeitung stillsteht, sollte dies mithilfe einer Klemmung des Rundtisches bewerkstelligt werden. Dies hat den Vorteil, dass das Getriebe und/oder die Lagerung geschont werden. Durch diese Klemmung können auch höhere Drehmomente übertragen werden, dies ist bei Bohr- bzw. Fräsbearbeitungen mit großen Werkzeugen und hohen Vorschüben von Bedeutung. Die Drehzahl des Rundtisches wird durch die maximale Vorschubgeschwindigkeit vorgegeben. Wenn der Werkstückdurchmesser null wird, muss eine unendlich ho-

he Drehzahl am Rundtisch abrufbar sein. Da dies nicht möglich ist sollte ein realistischer minimaler Werkstückdurchmesser angenommen werden. In diesem Fall wird von einem minimalen Werkstückdurchmesser von 14 mm ausgegangen. Der maximale Werkstückdurchmesser wird hierbei nur durch den Raum innerhalb der Maschine begrenzt. In diesem Fall beträgt der maximale Außendurchmesser des Werkstücks 520 mm.

2.3.1 Berechnung der Abtriebsdrehzahl

Der Rundtisch soll eine Vorschubgeschwindigkeit von 1000 mm/min bei einem minimalen Werkstückdurchmesser von 14 mm erreichen.

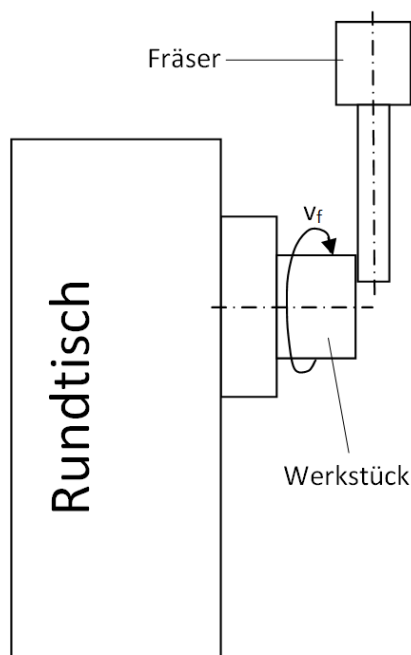


Abbildung 14 Vorschubgeschwindigkeit am Rundtisch

Die Abbildung 14 stellt schematisch einen Rundtisch mit aufgespanntem Werkstück während der Fräsbearbeitung bei drehendem Werkstück dar. Die Vorschubgeschwindigkeit v_f muss der Rundtisch in Abhängigkeit des Werkstückdurchmessers erzeugen.

Die Berechnung erfolgt mithilfe der Gl. (12).

$$n = \frac{v_f}{d \cdot \pi} \quad \text{Drehzahl [min}^{-1}\text{]} \quad \text{Gl. (12)}$$

$$n = \frac{v_f}{d \cdot \pi} = \frac{1000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}}{14 \text{ mm} \cdot \pi} \approx 23 \text{ min}^{-1}$$

Für eine Vorschubgeschwindigkeit von 1000 mm/min muss der Rundtisch bei einem Werkstückdurchmesser von 14 mm mit ca. 23 min⁻¹ rotieren. Wenn kleinere Durchmesser bearbeitet werden müssen, kann dies mit einer niedrigeren Vorschubgeschwindigkeit geschehen.

2.3.2 Berechnung des Vorschubmomentes

Das Vorschubmoment des Rundtisches ohne Werkzeugeingriff spielt bei der Auslegung nur eine untergeordnete Rolle. Im Wesentlichen ist das Vorschubmoment während des Arbeitseingriffes ausschlaggebend.

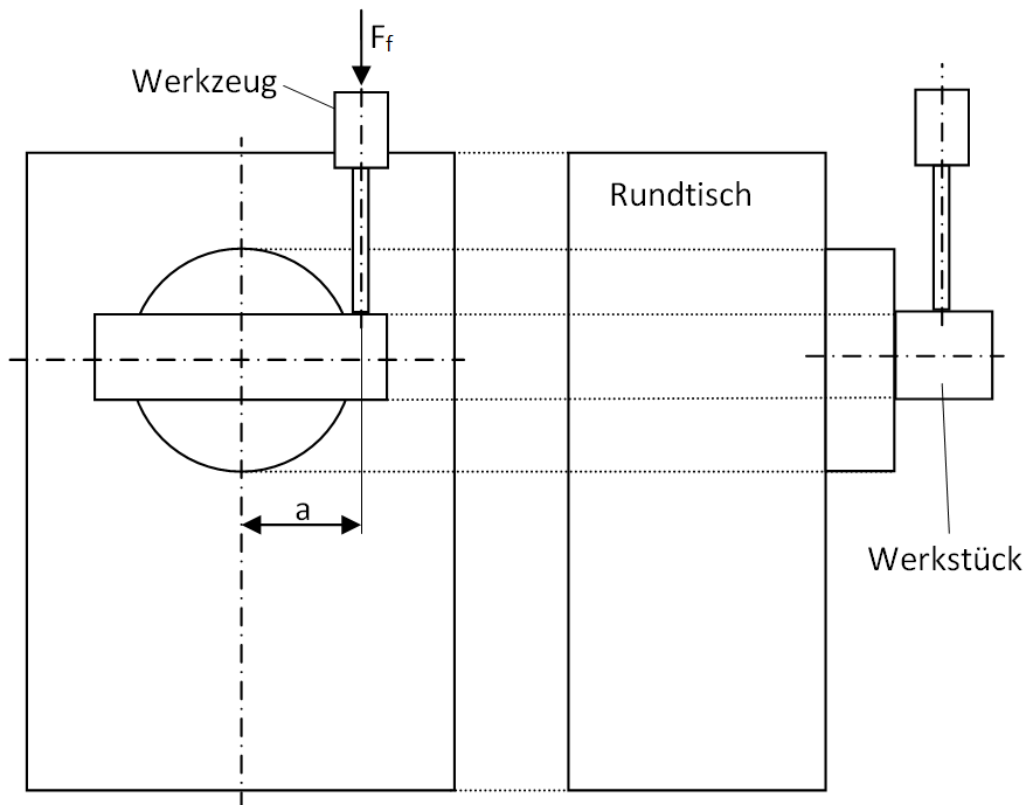


Abbildung 15 Vorschubmoment am Rundtisch

Die Abbildung 15 stellt schematisch einen Rundtisch mit einem prismaförmigen Werkstück in Vorder- und Seitenansicht dar. In dieser Skizze soll das wirkende Moment bei der Bearbeitung veranschaulicht werden.

Im Wesentlichen sind der Abstand von der Drehachse a und die Kraft F_f zur Auslegung des notwendigen Antriebsmomentes beim Rotationsfräsen ausschlaggebend.

Die Berechnung des notwendigen Momentes erfolgt mithilfe der Gl. (13).

$$M = F_f \times a$$

Drehmoment [Nm]

Gl. (13)

$$M = F_f \times a = 1285 \text{ N} \times 0.26 \text{ m} = \mathbf{334 \text{ Nm}}$$

Setzt man für die Vorschubkraft F_f den in Kapitel 2.1.3 ermittelten Wert von 1285 N ein, erhält man ein maximales Vorschubmoment am äußersten Durchmesser von 334 Nm.

Wenn jedoch das Werkstück stillsteht und größere Werkzeuge mit höheren Vorschüben im Einsatz sind, ist es sinnvoll eine Haltebremse oder Klemmung zu verwenden.

2.3.3 Ermittlung der maximalen Vorschubkraft der Fräsmaschine

Zur groben Auslegung der Klemmung können hierfür das maximale Vorschubmoment der Linearachsen der Werkzeugmaschine und der maximale Werkstückdurchmesser herangezogen werden.

Die Vorschubkraft der einzelnen Linearachsen ist laut Maschine in jede Richtung gleich. Es gilt jedoch zu beachten, dass die Z-Achse mit ihrem Eigengewicht eine zusätzliche Vorschubkraft ausübt. Die maximale Vorschubkraft der Maschine wurde mithilfe der folgenden Größen bestimmt.

- maximales Antriebsmoment der Linearachse
- Riemen- und Spindelübersetzung
- Wirkungsgrad des Systems

Zur weiteren Betrachtung wird nun die Z-Achse (vertikale Achse) der Maschine herangezogen. Da diese die größte Radialbelastung auf die Drehachse ausüben kann. Das Nennmoment des verbauten Antriebsmotors der Z-Achse beträgt laut Datenblatt 2,39Nm.

Da die lineare Vorschubachse nicht direkt angetrieben wird, muss noch eine Zahnriemenübersetzung berücksichtigt werden. Die dabei verwendete Riemenübersetzung ergibt sich aus der Zähnezahl des Antriebes zur Zähnezahl des Abtriebes, diese beträgt bei der Z-Achse 26:72. Dies ergibt eine Untersetzung von 2,76:1.

Die Spindelkraft wird mit dem folgenden Zusammenhang berechnet. Die Steigung der Kugelgewindespindel beträgt 10 mm/Umdrehung.

$$\text{Antriebsmoment} \times 2\pi = \text{Spindelkraft} \times \text{Steigung} \quad \text{Gl. (14)}$$

Setzt man nun für das Antriebsmoment das Nennmoment x Riemenuntersetzung ein erhält man eine Vorschubkraft von rund 4144 N. An dieser Stelle müsste der Wirkungsgrad der Mechanik berücksichtigt werden. Da aber die Z-Achse (vertikale Achse) mit ihrem Eigengewicht auf das Werkstück drückt und dabei auch noch die Reibung überwindet bleibt noch ein Anteil als Vorschubkraft übrig. Dieser Anteil beträgt laut Abbildung 13 Be-

reich A 560 N die man nun zur Vorschubkraft addiert. Dabei ergibt sich eine maximale Vorschubkraft von 4704 N.

Multipliziert man die Vorschubkraft von 4704 N mit dem maximalen Werkstückradius a unter Berücksichtigung einer Klemmsicherheit von $s=1.5$ erhält man das maximale aufzubringende Klemmmoment.

$$M_K = F_{fM} \cdot a \cdot s \quad \text{Klemmmoment [Nm]} \quad \text{Gl. (15)}$$

In diesem Fall ergibt sich laut Gl. (15) ein Klemmmoment von 1834 Nm.

2.3.4 Anforderung des Rundtisches

Durch die vorangehenden Berechnungen können jetzt die Anforderungen an den Rundtisch abgesteckt werden. Diese Sollwerte des Rundtisches sind in der Tabelle 6 zur Übersicht zusammengefasst. Der maximale Werkstückdurchmesser wird vom Maschinenbau-raum begrenzt. Dieser beträgt 520 mm. Das maximale Vorschubmoment wurde laut Abschnitt 2.3.2 ermittelt und soll 334 Nm betragen. Die maximale Drehzahl des Rundtisches wird in Abschnitt 2.3.1 berechnet. Das Klemmmoment der Drehachse wurde so ausgelegt, dass bei maximalem Vorschub der Maschine das Werkstück gehalten werden kann. Dies soll 1834 Nm betragen. Beim Werkstückgewicht handelt es sich um eine Annahme um weitere Berechnungen zu ermöglichen.

Tabelle 6 Sollwerte des Rundtisches

maximaler Werkstückdurchmesser	520 mm
maximales Vorschubmoment	334 Nm
maximale Drehzahl	23 min ⁻¹
Klemmmoment	1834 Nm
Werkstückgewicht	200 kg

Weitere Anforderungen an den Rundtisch sind:

- Hohlwelle mit MK6 Aufnahme
- Spindelaufnahme Größe 6 nach ISO 702-3
- wirtschaftliches Antriebskonzept

Eine untergeordnete Rolle spielt dabei die Dynamik des Drehtisches, da nur Einzelstücke und Kleinserien gefertigt werden. Der Fokus liegt auf die maximale Ausnutzung des Bau-
raumes sowie ein hohes Antriebsmoment.

3 Antriebsarten eines NC-Rundtisches

Ein Antriebssystem eines Rundtisches hat die Aufgabe das aufgespannte Werkstück möglichst exakt und spielfrei in der Maschine zu positionieren. Dazu eignen sich verschiedene Antriebssysteme mit deren Vor- und Nachteilen. Im Wesentlichen unterscheidet man Direktantriebe und indirekte Antriebe.

3.1 Direktantrieb allgemein

Eine auf dem Vormarsch befindende Technologie ist der Direktantrieb. Dieser unterscheidet sich im Wesentlichen dadurch, dass das dabei verwendete Antriebssystem auf ein nachgeschaltetes Getriebe zur Drehzahl bzw. Drehmomentwandlung verzichtet. Hierbei wird der Antriebsmotor direkt mit der Arbeitsmaschine verbunden. Im Wesentlichen werden Direktantriebe hochpolig ausgeführt dadurch können hohe Antriebsmomente erzeugt werden. Der Rotor wird dabei mit starken Dauermagneten ausgestattet. Die Statorwicklung erzeugt das Drehfeld und der Läufer folgt diesem. Muss der Torquemotor im Stillstand ein hohes Haltemoment liefern, wird dieser thermisch hoch beansprucht. Versieht man diesen Motor mit einer Kühlung, steigt das Antriebsmoment und die Problematik mit dem Wärmeeintrag in das Spindel Lagersystem wird reduziert.



Abbildung 16 Einzelkomponenten Torquemotor (Harmonic Drive AG)

Die Abbildung 16 zeigt die Einzelkomponenten des Torquemotors, den Rotor mit Dauermagneten sowie die Statorwicklung mit Kühlmantel. Der Rotor kann hierbei direkt auf die Antriebswelle integriert werden. Dies führt zu einer wesentlichen Reduktion von Bauteilen. Die Lagerung des Rotors bei dieser Einbaueinheit muss auf die Beanspruchung gesondert ausgelegt werden. Weiteres ist darauf zu achten, dass dabei die Wärme vom Rotor direkt auf die Welle übertragen wird. Das heißt, dass bei Werkzeugmaschinen dieser Wärmeeintrag keine negative Eigenschaft auf die Lagerung und Wärmeausdehnung ha-

ben darf. Dies kann zu Ungenauigkeiten am Werkstück führen. Bei der Statorwicklung muss darauf geachtet werden, dass eine Wärmeabfuhr möglich ist. Da bei hohen Stillstandsmomenten auch keine Luftzirkulation und damit nur eine geringe Wärmeabfuhr erfolgt, muss der Motor bei hohen Stillstandsströmen zusätzlich gekühlt werden. Dazu wird der Kühlmantel der Statorwicklung mit Kühlflüssigkeit mit einer Temperatur von 15° bis 25° Celsius umspült.

3.1.1 Rundtisch mit Direktantrieb

Rundtische mit Direktantrieb finden immer öfters Anwendung in Werkzeugmaschinen. Mit dieser Art von Antrieb lassen sich in Bearbeitungszentren Dreh- sowie Fräsbearbeitungen durchführen. Darüber hinaus gewährleistet dieser Aufbau eine schnelle Positionierung des Rundtisches welche bei 5-Achsen Anwendung von Vorteil ist.

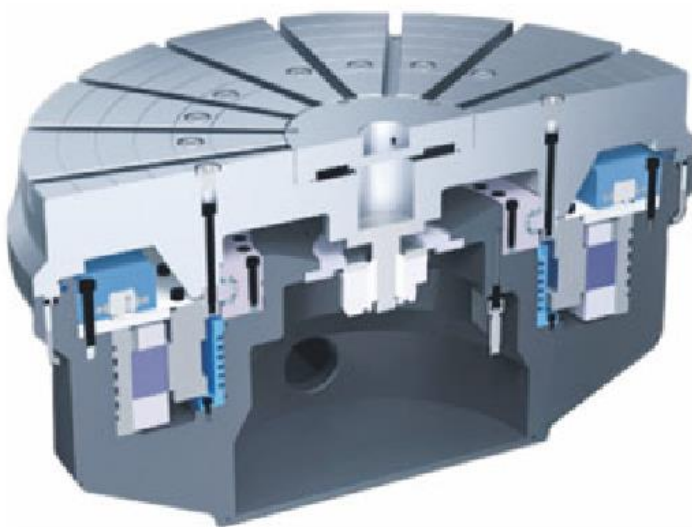


Abbildung 17 Rundtisch mit Direktantrieb (Neugebauer, 2012)

Die Abbildung 17 stellt den Querschnitt eines Rundtisches einer Werkzeugmaschine dar. Die Hauptkomponenten sind dabei die Planscheibe, die mit dem Rundtischlager verbunden ist, der Einbaumotor sowie eine axiale Klemmvorrichtung. Das Antriebsmoment liefert dabei der Einbaumotor, der über die Gehäusewand gekühlt wird. Eine direkte Winkelmessung wird dabei zum Erfassen des Drehwinkels eingesetzt. Durch den Entfall von Getriebekomponenten wird eine hohe Dynamik des Rundtisches erreicht. Dies führt dazu, dass im Betrieb hohe Momente sowie Drehzahlen, je nach Baugröße bis mehreren hundert Umdrehungen pro Minuten, möglich sind. Im Stillstand hingegen kann bei diesem System nur ein begrenztes Moment vom Motor aufgebracht werden. Wenn dieses Moment überschritten wird, muss der Rundtisch zusätzlich mithilfe der axialen Klemmvorrichtung geklemmt werden. Auch beim Auf- und Abspannen von Werkstücken muss bei diesem Antriebssystem der Rundtisch gebremst werden.

Diese Variante ist aufgrund des verwendeten Torquemotors und deren Leistungselektronik sehr kostenintensiv. Weiteres muss auch noch ein zusätzliches Kühlsystem verwendet werden.

3.1.2 Eigenschaften von Rundtischen mit Direktantrieb

Hier werden die wesentlichen Vor- und Nachteile eines Rundtisches mit Direktantriebe aufgeführt.

Vorteile:

- + hohe Dynamik (hoher Wirkungsgrad)
- + wenige Bauteile (kein Getriebe)
- + hohe Genauigkeit (durch direkte Wegmessung)
- + hohe Steifigkeit (Entfall von Übertragungselementen)

Nachteile:

- kostenintensiver Antriebsmotor und Leistungselektronik (hohe Ströme)
- zusätzliches Kühlsystem (bei kompakter Bauweise)
- keine Selbsthemmung (hohe Ströme bei Stillstand)
- Abtriebsmoment hat starken Einfluss auf die Baugröße (Durchmesser)

3.2 Indirekter Antrieb allgemein

Der indirekte Antrieb eines Rundtisches wird über einen Antriebsmotor sowie nachgestaltete Getriebestufen zur Drehzahl- und Drehmomentwandlung bewerkstelligt. Bei Rundtischen werden je nach Bauart Servomotoren mit Harmonic-Drive oder Schneckengetrieben gekoppelt. Der wesentliche Nachteil im Vergleich zum Direktantrieb besteht darin, dass durch zusätzliche Komponenten der Wirkungsgrad und die Dynamik leiden. Weiteres können in Werkzeugmaschinen nur spezielle Getriebe, die in puncto Übertragungsgenauigkeit und Spielfreiheit in Frage kommen, verbaut werden. Zu diesen Getrieben zählen im Wesentlichen Präzisions-Schneckengetriebe sowie vorgespannte Getriebe z.B. Harmonic-Drive.

3.3 Indirekter Antrieb mittels Schneckengetriebe

Das Schneckengetriebe besteht im Wesentlichen aus der Schnecke und dem Schneckenrad. Der Winkel zwischen An- und Abtriebswelle liegt hierbei bei 90° . Dies ermöglicht den Einsatz einer großen Hohlwelle. Schneckengetriebe besitzen bei hohen Übersetzungen eine Selbsthemmung d.h. dass eine Drehbewegung nur vom Motor über die Schnecke

zum Abtrieb erfolgen kann. In umgekehrter Richtung verhindert die Reibung zwischen Schneckenrad und Schnecke ein Verdrehen des Antriebs. Schneckengetriebe weisen durch ihre Bauart bedingt ein Flankenspiel auf. Dies ist notwendig um eine hydrodynamische Schmierung an den Zahnflanken zu gewährleisten. Dies führt jedoch zu Problemen bei der exakten Positionierung von Bauteilen in der Maschine. Um dieses Spiel möglichst klein zu halten und den Verschleiß kompensieren zu können, verfügen diese über die Möglichkeit das Flankenspiel nachzustellen. Ein vollständiges Eliminieren des Spiels wäre nicht zielführend, da der Schmierstoff die Wälzpunkte erreichen soll.

Um das Flankenspiel einstellen zu können gibt es mehrere Möglichkeiten:

- Verschiebung der Schnecke bei Kegel- oder Duplex-Schnecken
- Radialverstellung der Schnecke mithilfe von Exzenterbuchsen
- verspannte Schneckengetriebe
- Verdrehung von geteilten Schnecken (Sonderbauform)

3.3.1 Schneckengetriebe mit axial verschiebbarer Schnecke

Bei dieser Form des Schneckengetriebes wird das Spiel über ein axiales Verschieben der Schnecke eingestellt. Es sind hierbei zwei wesentliche Formen und zwar die Variante mit kegeliger Schnecke und die Varianten mit der Duplex Schnecke zu erwähnen.

Getriebe mit kegeliger Schnecke

Bei der kegeligen Ausführung der Schnecke wird durch die axiale Verschiebung ein anderer Schneekendurchmesser in Eingriff gebracht. Die Zahnbreite der Schnecke bleibt dabei konstant.

Die Abbildung 18 zeigt eine kegelige Schnecke die zur Einstellung des Flankenspiels axial verschoben werden kann.

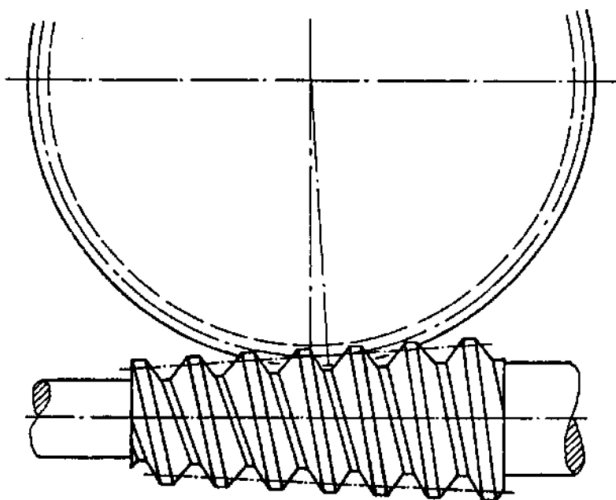


Abbildung 18 kegelige Schnecke mit Schneckenrad (Henschel Antriebstechnik, 1991)

Duplex Schneckengetriebe

Das Duplex Schneckengetriebe (Abbildung 19) kommt zum Einsatz, wenn hohe Übertragungsgenauigkeit und eine exakte Positionierung bei Drehbewegungen gefordert werden.

Im Gegensatz zur Normalverzahnung (auch Simplex-Schneckengetriebe genannt) werden die Zahnflanken von Duplex-Schnecken mit leicht unterschiedlichen Modulen bzw. Formzahlen gefertigt. Daraus ergeben sich für beide Zahnflanken unterschiedliche Steigungswinkel, so dass sich die Zahndicke bzw. -lücke über der Schneckenbreite kontinuierlich verändert vgl. (Henschel Antriebstechnik, 1991).

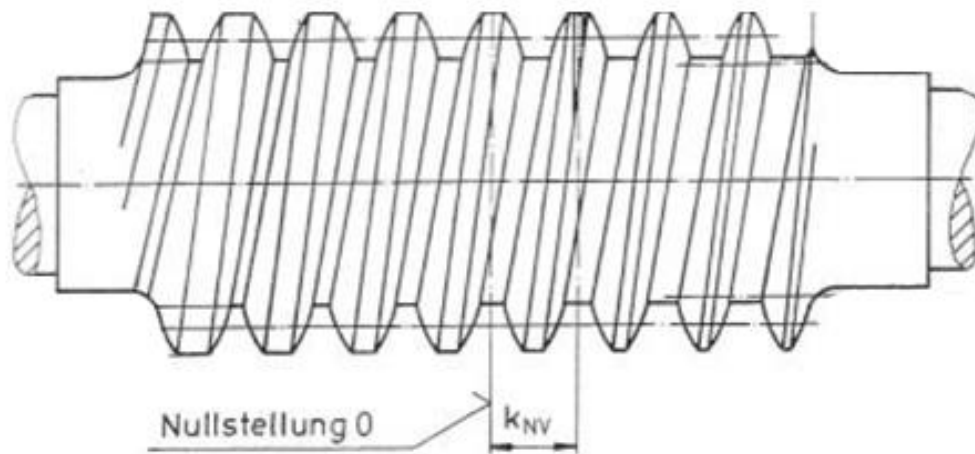


Abbildung 19 Duplex-Schnecke (Henschel Antriebstechnik, 1991)

Die Spieleinstellung des Duplex-Schneckengetriebes erfolgt über die axiale Verschiebung der Schneckenwelle um die Nullstellung. Dazu müssen die Schneckenlagerungen so ausgeführt werden, dass z.B. Distanzscheiben ausgewechselt werden können. Diese Variante ist konstruktiv einfach zu bewerkstelligen. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass beim Nachstellen des Flankenspieles ein höherer Aufwand betrieben werden muss.

3.3.2 Schneckengetriebe mit radial verstellbarer Schnecke

Bei Schneckengetrieben mit radial verstellbaren Schnecken wird dies meist über eine Exzenterbuchse bewerkstelligt. Hierbei gilt es zu berücksichtigen, dass der Achsabstand vom Schneckenrad zur Schneckenwelle verändert wird. Des Weiteren wird bei Verdrehen der Exzenterbuchsen auch die Position zur Schneckenradmitte verändert. Dies zieht eine Veränderung des Eingriffsverhaltens nach sich. Darüber hinaus ist bei dieser Bauform drauf zu achten, dass der Antrieb der Schnecke eine radiale Verschiebung ausgleichen kann.

3.3.3 Verspannte Schneckengetriebe

Um ein Schneckengetriebe zu verspannen gibt es mehrere Möglichkeiten. Dabei wird entweder das Schneckenrad oder die Schnecke geteilt, um eine Vorspannung durch Verdrehen der Hälften zu bewerkstelligen. Eine weitere Möglichkeit ist es, zwei Schneckengetriebe parallel zu schalten und zu verspannen (Doppelschneckengetriebe).

Geteilte Schnecke

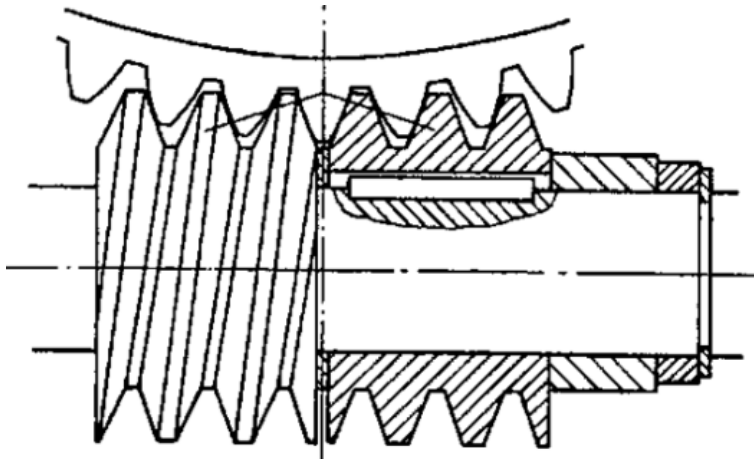


Abbildung 20 Getriebe mit geteilter Schnecke (Henschel Antriebstechnik, 1991)

Bei der Ausführung mit geteilter Schnecke (Abbildung 20) wird die eine Schneckenhälfte als Schachtschnecke und die andere Schneckenhälfte als Hohlachse ausgeführt. Zur Vorspannung werden beiden Schneckenhälften zueinander axial verschoben.

Geteiltes Schneckenrad

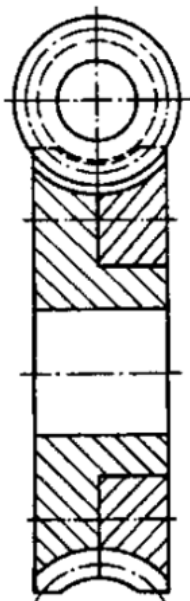


Abbildung 21 Getriebe mit geteiltem Schneckenrad (Henschel Antriebstechnik, 1991)

Die Abbildung 21 zeigt ein Schneckengetriebe mit geteiltem Schneckenrad. Bei dieser Variante wird das Schneckenrad massiver ausgeführt um eine Teilung in zwei Hälften zu ermöglichen. Die Vorspannung wird dabei über das Verdrehen der beiden Schneckenradhälften erreicht.

Doppelschneckengetriebe

Beim Doppelschneckengetriebe handelt es sich um eine Sonderform, die bei hohen Zerspanungskräften eingesetzt wird. Hier werden zwei Präzisions-Schneckengetriebe parallel montiert. Dabei wird eine Schnecke direkt mit dem Servomotor verbunden. Die zweite Schnecke wird über eine Stirnradverzahnung von der ersten Schnecke angetrieben. Die Verspannung der beiden Schnecken zueinander erfolgt durch ein axiales Verschieben der zweiten Schnecke. Dies kann, wie in Abbildung 22 dargestellt, hydraulisch erfolgen. Diese Art von NC-Rundtischen findet bei Verzahnungsmaschinen Anwendung.

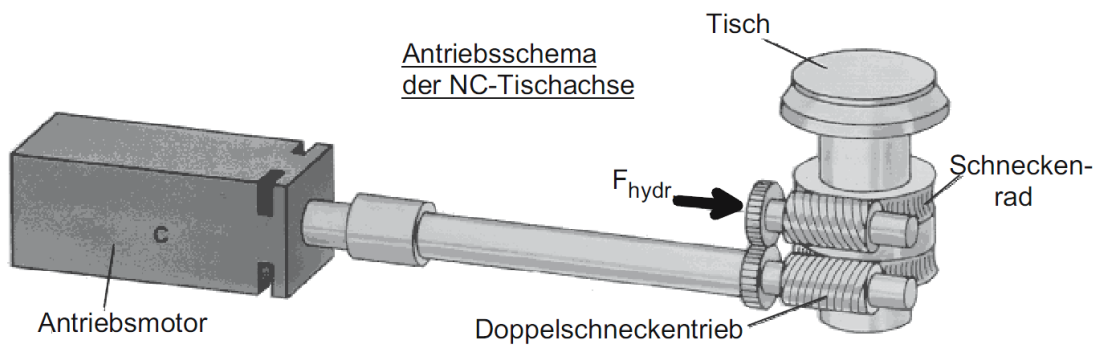


Abbildung 22 Rundtischantrieb mit vorgespanntem Doppelschneckengetriebe (Manfred Weck, 2005)

3.3.4 Schneckengetriebe mit verdrehbaren Schneckenhälften

Zu den spieeleinstellbaren Schneckengetrieben zählt das OTT-Schraubgetriebe.

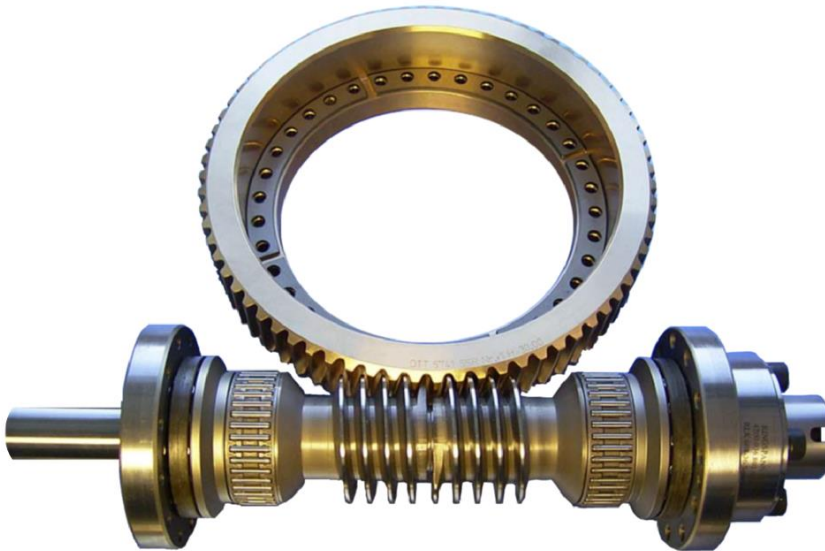


Abbildung 23 Schneckenradsatz mit Lagerung (Zahnradfertigung OTT GmbH & Co KG, 2015)

Die Abbildung 23 zeigt das Ott Schraubgetriebe Typ G1. Das Schraubgetriebe zählt zu den Präzisionsgetrieben und wird im Werkzeugmaschinenbau für Dreh- und Schwenkantriebe eingesetzt. Wesentliche Merkmale dieser Getriebe sind die hohe Genauigkeit und die kleinen Drehfehlerabweichungen. Weiteres wird durch eine positive Profilverschiebung der Schnecke der Zahnfuß breiter und erhöht dadurch die Stabilität des Zahnes.

In der nachfolgenden Abbildung wird der wesentliche Vorteil dieses Schneckengetriebes dargestellt.

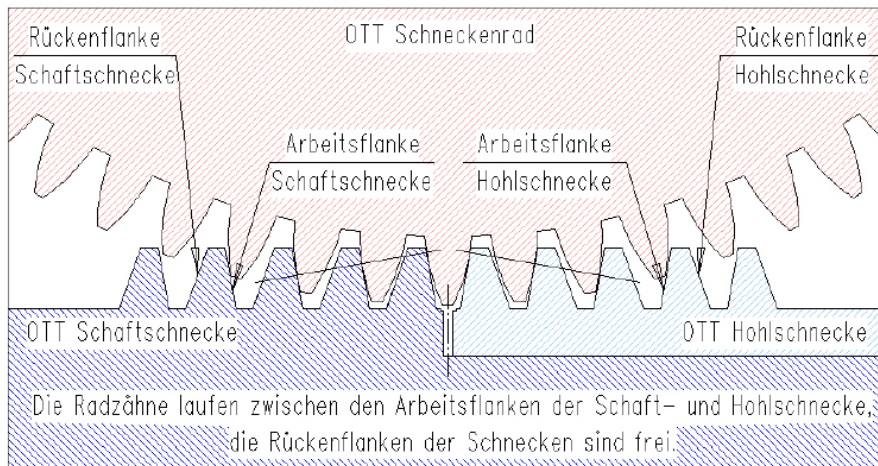


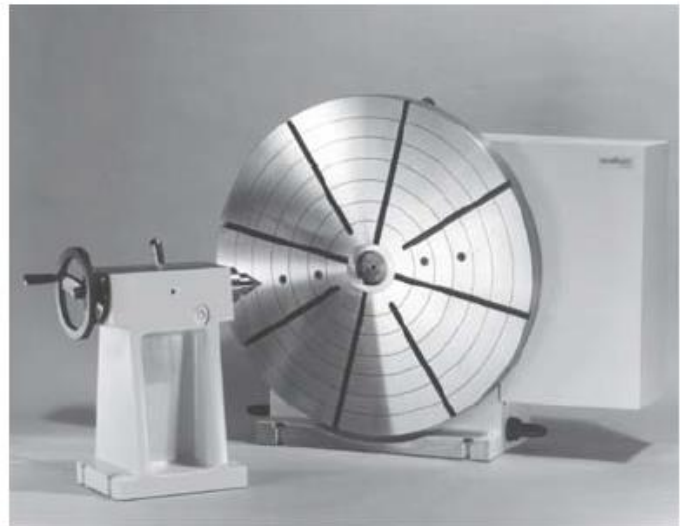
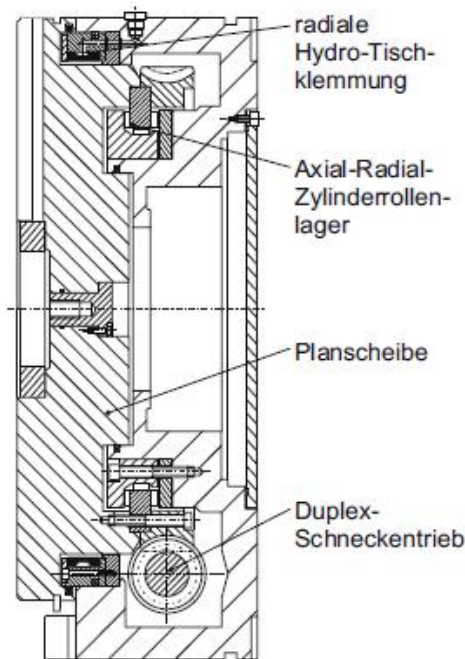
Abbildung 24 Stirnschnitt des Schneckenrades mit Eingriffslinien (Zahnradfertigung OTT GmbH & Co KG, 2015)

Im Betrieb übernimmt je nach Drehrichtung eine Schneckenhälfte den Antrieb des Schneckenrades, und die zweite Hälfte wird „gezogen“ und kann auftretende Stöße abfangen. Dies trägt im Wesentlichen zu einer langen Lebensdauer bei vgl. Abbildung 24.

Aufgrund dieser Besonderheit wird das Getriebe bei Messmaschinen bis hin zur schweren Zerspanung in Werkzeugmaschinen eingesetzt. Ein weiterer Vorteil dieser Variante besteht darin, dass das Flankenspiel jederzeit einfach nachzustellen ist.

3.3.5 Rundtisch mit Schneckengetriebe

Bei Rundtischen mit Schneckenantrieben gibt es verschiedene Ausführungen bei Anbaumöglichkeiten, Getriebeart und Klemmungen.



Vertikaler NC-Rundtisch mit nichtabhebender Planscheibe

Abbildung 25 Vertikaler NC-Rundtisch (Manfred Weck, 2005)

Die Abbildung 25 zeigt einen vertikalen Rundtisch mit Tischklemmung. Bei dieser Ausführung wird ein Duplex-Schneckengetriebe verwendet. Zur Lagerung kommt ein Rundtischlager mit Axial-Radial-Zylinderrollenlager zum Einsatz. Dieser Rundtisch verfügt über keine Durchgangsbohrung in der Planscheibe. Die große Planscheibe besitzt den Nachteil, dass kurze Werkzeuge nur eingeschränkt verwendet werden können.

3.3.6 Eigenschaften von Rundtischen mit Schneckengetriebe

Schneckengetriebe für Rundtische weisen folgende Vor- und Nachteile auf.

Vorteile:

- + Selbsthemmung im Stillstand
- + hohes Antriebsmoment (große Übersetzung)
- + einfache Winkelmessung (indirekt)
- + kleiner Antriebsmotor (geringe Leistung)

Nachteile:

- geringer Wirkungsgrad
- Flankenspiel
- niedrige Abtriebsdrehzahl
- konstruktiv aufwendiger (viele Übertragungselemente)

3.4 Indirekter Antrieb mittels Kompaktgetriebe

Zu den Kompaktgetrieben zählen, das Gleitkeilgetriebe oder Harmonic-Drive, das Zykloidgetriebe sowie das Planetengetriebe. Diese drei Getriebearten können dann eingesetzt werden, wenn der Antrieb mit dem Abtrieb koaxial ist. Sie zeichnen sich durch hohe einstufige Untersetzungen und ihre Steifigkeit aus. Darüber hinaus sind diese Getriebe kompakt und vorgespannt.

Die Abbildung 26 zeigt einen Vergleich der genannten Kompaktgetriebe. Dabei wird die Winkelabweichung der einzelnen Getriebe in einem Drehmomentenbereich von 250 Nm bis 340 Nm genauer betrachtet. Hierbei ist zu erkennen, dass ein Harmonic-Drive Getriebe in puncto Genauigkeit mit einer Winkelabweichung von wenigen Winkelsekunden besser abschneidet als die anderen Kompaktgetriebe. Da kein zusätzliches direktes Messsystem verwendet wird, kommt nur ein Getriebe mit hoher Übertragungsgenauigkeit in Frage. In diesem Fall wird auf das Harmonic-Drive näher eingegangen.

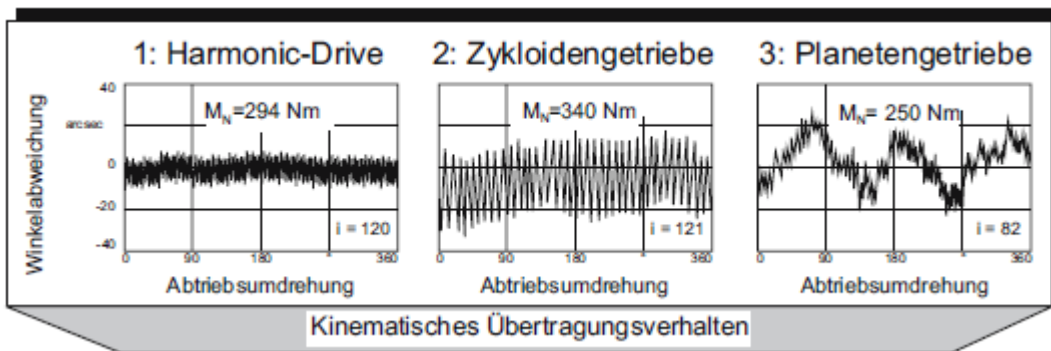


Abbildung 26 Vergleich von Kompaktgetrieben (Manfred Weck, 2005)

3.5 Aufbau eines Harmonic-Drive Getriebes

Das in Abbildung 27 dargestellte Harmonic-Drive besteht im Wesentlichen aus dem Circular Spline, Flexspline und Wave Generator. Dieses Getriebe eignet sich zur Untersetzung sowie zur Übersetzung. Bei der Untersetzung wird der Wave Generator angetrieben und der Abtrieb kann über den Flexspline oder dem Circular Spline erfolgen. Wenn der Abtrieb über den Flexspline erfolgt, muss der Circular Spline fest mit dem Gehäuse (stillstehen) verschraubt werden. Bei dieser Konstellation muss jedoch darauf geachtet werden, dass sich die Drehrichtung von Antrieb zu Abtrieb umkehrt. Weiteres gilt zu beachten, dass das Harmonic-Drive Getriebe über keine Selbsthemmung verfügt. Um eine Last im Stillstand zu halten, muss eine Bremse oder ein Haltemoment vom Antriebsmotor aufgebracht werden.

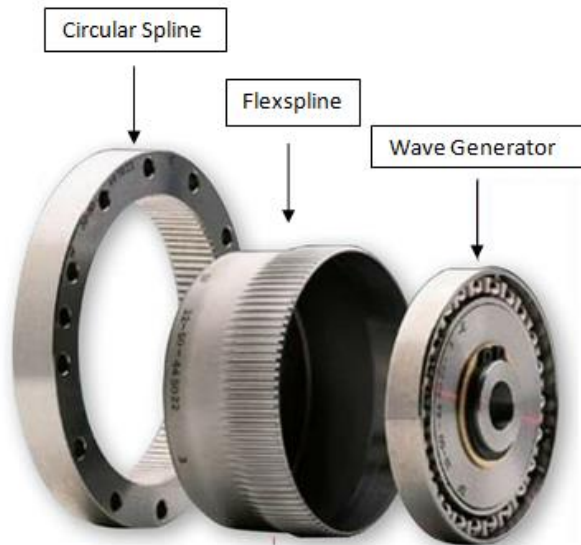


Abbildung 27 Harmonic-Drive Topf-Getriebe (Harmonic Drive AG)

Das Harmonic-Drive Getriebe findet unter anderem in Industrierobotern, bei Werkzeugmaschinen, sowie überall dort Anwendung wo hohe Übersetzungen in einer Getriebestufe realisiert werden sollen.

3.5.1 Rundtisch mit Harmonic-Drive

Die Verwendung eines Harmonic-Drive Getriebes in einem Rundtisch ist aufgrund der Übertragungsgenauigkeit und Steifigkeit geeignet.

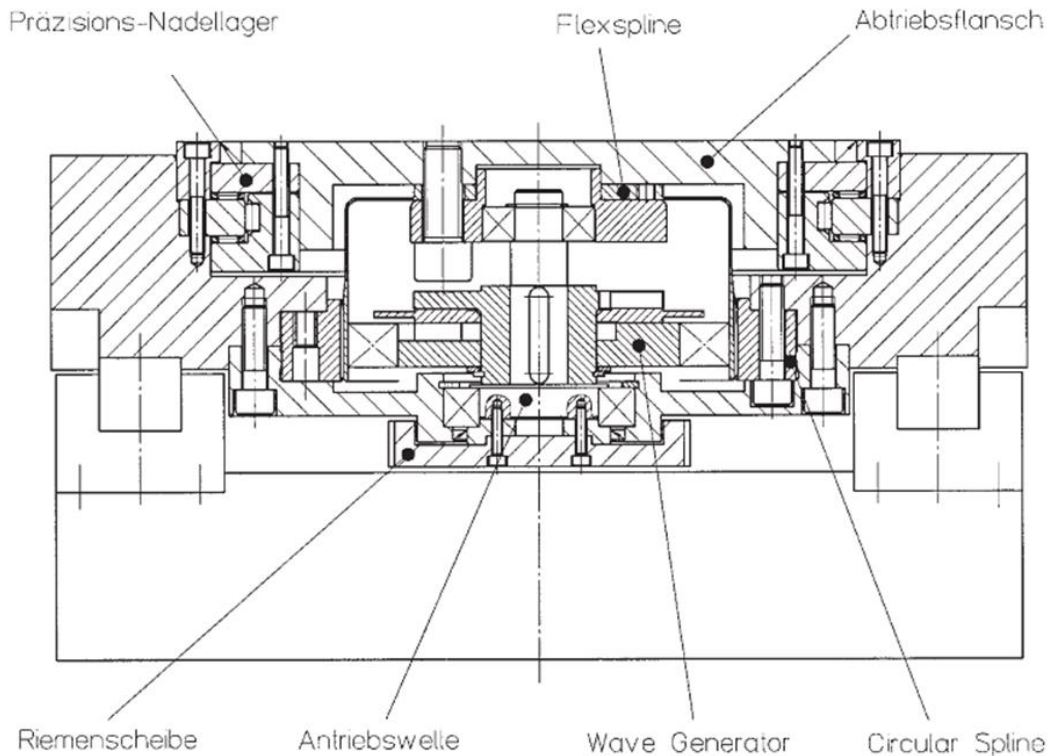


Abbildung 28 Konstruktionsvorschlag (Harmonic Drive AG, September 2005)

Die Abbildung 28 zeigt einen Rundtisch mit Harmonic-Drive Getriebe. Dieser Aufbau ohne Klemmung wird bei kleinen Zerspanungskräften eingesetzt. Ein Servomotor treibt über die Riemenscheibe den Wave Generator an. Der Flexspline wälzt sich über den feststehenden Circular Spline ab und gibt das Antriebsmoment an den Abtriebsflansch weiter. Der Abtriebsflansch ist mit einem Präzisionsnadellager gelagert. Bei dieser Variante erkennt man, dass sich eine große zentrale Durchgangsbohrung nicht realisieren lässt.

3.5.2 Eigenschaften von Rundtischen mit Harmonic-Drive Getriebe

Die Eigenschaften des Harmonic-Drive Antriebes in einem Rundtisch sind hier in Vor- und Nachteile eingeteilt.

Vorteile:

- + guter Wirkungsgrad
- + kompakte Bauweise
- + hohe Steifigkeit
- + kostengünstig

Nachteile:

- keine Selbsthemmung
- beschränkter Einsatz einer Hohlwelle (abhängig von der Getriebegröße)

3.6 Auswahl des geeigneten Antriebes

Die Auswahl des geeigneten Antriebskonzepts des NC-Rundtisches erfolgt unter Berücksichtigung der in Abschnitt 2.3.4 erarbeiteten Anforderungen. Die drei möglichen Varianten sind, das Harmonic-Drive Getriebe, der Direktantrieb sowie das Schneckengetriebe.

Tabelle 7 Gegenüberstellung der Antriebsarten eines NC-Rundtisches

Antrieb Kriterien	Schneckengetriebe	Harmonic-Drive	Direktantrieb
Genauigkeit	+ ¹	+ ¹	+
Realisierbarkeit einer großen Hohlwelle	+	-	+
Wirkungsgrad	-	~	+
Dynamik	-	~	+
Selbsthemmung	+	-	-
indirekte Winkelmessung	+	+	-
niedrige Kosten	+	+	-

Bewertungsskala

+...gut

~ ...mittel

-...niedrig/nicht

Die Tabelle 7 zeigt die Bewertung der Antriebsvarianten mit den angeführten Kriterien. Beim Harmonic-Drive Getriebe erkennt man, dass aufgrund der nicht realisierbaren großen Hohlwelle sowie der nicht vorhandenen Selbsthemmung diese Antriebsvariante ausfällt. Der Direktantrieb punktet gegenüber den anderen Getrieben mit einer hohen Dynamik und Wirkungsgrad. Berücksichtigt man jedoch die Anforderungen an eine Selbsthemmung sowie die hohen Kosten, bleibt nur das Schneckengetriebe übrig.

¹ bei direkter Wegmessung

Die wesentlichen Nachteile des Schneckengetriebes in puncto Wirkungsgrad und Dynamik relativieren sich Aufgrund der Anforderungen, dass nur Einzelstücke und Kleinserien gefertigt und nur geringe Abtriebsdrehzahlen gefordert werden. Aus den angeführten Gründen wird für diesen Einsatzfall ein Rundtisch mit Schneckengetriebe konzipiert.

4 Bauteile des NC-Rundtisches

In diesem Kapitel werden die wesentlichen Bauteile eines NC-Rundtisches mit Schneckengetriebe näher betrachtet und dimensioniert. Der Rundtisch wird mit einem Servomotor und einer Getriebekombination aus Zahnriementrieb und Schneckengetriebe angetrieben. Die Winkelmessung wird dabei indirekt über einen im Servomotor integrierten Encoder erfolgen. Um die Nullstellung zu erfassen wird eine zusätzliche Referenzmarke vorgesehen. Die Lagerung des Rundtisches erfolgt mit einem speziellen Rundtischlager, dass axiale sowie radiale Kräfte aufnehmen kann.

Vorgehensweise

Als Ausgangspunkt wird ein passendes Getriebe für das benötigte Abtriebsmoment ermittelt. Weiteres kann mit dem ausgewählten Getriebe eine Zahnriemen Motorkombination berechnet werden. Im nächsten Schritt folgt eine Nachrechnung des Antriebslagers und Auslegung einer Rundtischklemmung.

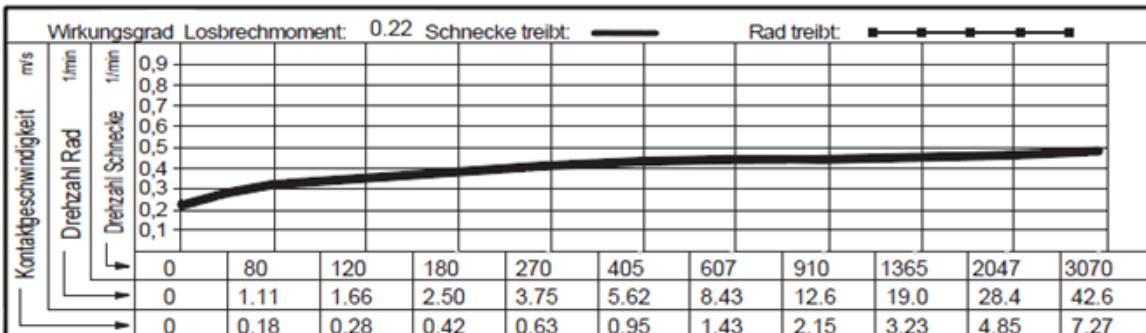
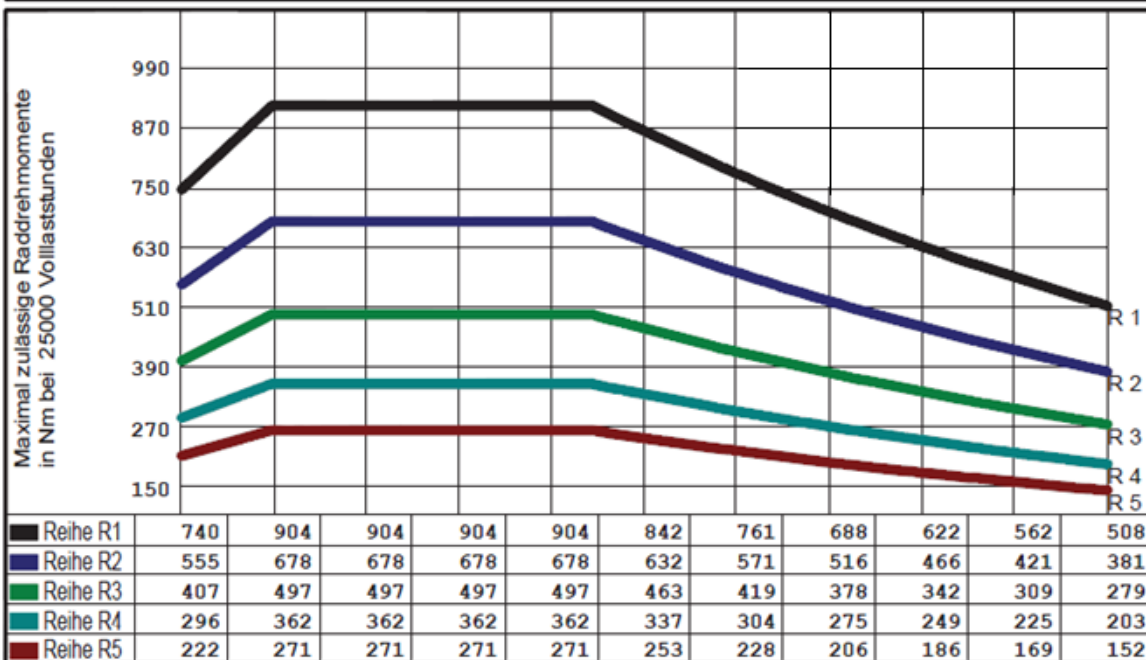
4.1 Auslegung der Antriebskomponenten

Anhand der Sollwerte aus Kapitel 2.3.4 wird der passende Antrieb ermittelt. Das maximale Antriebsmoment soll hierbei 334 Nm und die maximale Drehzahl 23 min^{-1} betragen. Es gilt jedoch zu berücksichtigen, dass bei maximaler Drehzahl nur niedrige Momente und bei maximalem Drehmoment nur niedrige Drehzahlen gefordert sind, d.h. es tritt nie beides gleichzeitig auf.

4.1.1 Getriebeauswahl

Bei der Getriebeauswahl wird ein Ott-Schraubgetriebe gewählt. Dieses Getriebe ist für den Einsatz in Schwenk- und Drehtischen ausgelegt und besitzt im Gegensatz zu einem Duplex-Getriebe ein geringeres Zahnflankenspiel. Die Auslegung erfolgte laut Getriebekatalog. Als Ausgangspunkt wird hierbei ein Getriebe, das für ein Abtriebsmoment von 334 Nm ausgelegt ist, gewählt.

Achsabstand	110.00 mm	Werkstoff Rad	GZ-CuSn12Ni	Betriebskenngrößen Ott-Schraubgetriebe OTT-Nr: 4847 SSR
Außen-Ø Schnecke	50.80 mm	Werkstoff Schnecke	31CrMoV9	
Außen-Ø Rad	184.00 mm	Eingriffswinkel im NS	10 Grad	
Gangzahl Schnecke	1	Rückenwinkel im NS	20 Grad	
Gangrichtung Schnecke	rechts	Berechnungskreis-Ø	45.19 mm	
Zahnezahl Rad	72	Steigungswinkel am Bks	3.0074 Grad	



Getriebeauswahl nach Belastungsart und Einsatzfall				Schmierstoff: Synthesedl
Reihe R1	a) rundum gleichmäßige Belastung des Rades b) absolut stoßfreier Betrieb c) kleinste Beschleunigungs- und Bremsmomente d) maximal 1 Anlauf pro Minute (60 pro Stunde) e) bis 10% Einschaltdauer pro Stunde (6 Minuten)	Einsatzfall:	Mess- und Prüfmaschinenantriebe, CNC-Achsen	
Reihe R2	a) rundum gleichmäßige Belastung des Rades b) stoßfreier Betrieb c) kleine Beschleunigungs- und Bremsmomente d) maximal 6 Anläufe pro Minute (360 pro Stunde) e) bis 25% Einschaltdauer pro Stunde (15 Minuten)	Einsatzfall:	Teiltische, Rundvorschubantriebe und CNC-Achsen für überwiegend ruhige, kontrollierte Antriebsfälle	
Reihe R3	a) rundum wechselnde Belastung des Rades b) mit leichter Stoßbelastung c) größere Beschleunigungs- und Bremsmomente d) maximal 20 Anläufe pro Minute (1200 pro Stunde) e) bis 50% Einschaltdauer pro Stunde (30 Minuten)	Einsatzfall:	Teiltische, Frästische für Rundfräsarbeiten mit relativ günstigen Schnittbedingungen, CNC-Achsen	
Reihe R4	a) segmentweise, wechselnde Belastung des Rades b) mit ungleicher Stoßbelastung c) große Beschleunigungs- und Bremsmomente d) maximal 60 Anläufe pro Minute (3600 pro Stunde) e) bis 75% Einschaltdauer pro Stunde (45 Minuten)	Einsatzfall:	Frästische mit ungünstigem An- und Ausschnitt, Schwenkgetriebe, CNC-Achsen, Fräserantriebe	Zahnradfertigung OTT
Reihe R5	a) exzentrisch segmentbeschränkte Radbelastung b) schwere ungleichmäßige Stoßbelastung c) größte Beschleunigungs- und Bremsmomente d) maximal 180 Anläufe pro Minute (10800 pro Stunde) e) bis 100% Einschaltdauer pro Stunde (60 Minuten)	Einsatzfall:	schwere Fräs- und Schwenkantriebe CNC-Achsen mit ungünstigsten Bedingungen	

Abbildung 29 Getriebedatenblatt (Zahnradfertigung OTT GmbH & Co KG, 2015)

Die Abbildung 29 zeigt die Betriebskenngrößen eines Schraubgetriebes der Firma Zahnradfertigung OTT. Hier sind die maximal zulässigen Raddrehmomente bei 25000 Volllaststunden in Abhängigkeit der Drehzahl aufgeführt. Da ein Moment von 334 Nm auf den größten Werkstückdurchmesser von 520 mm auftritt und die maximale Vorschubgeschwindigkeit mit 1000 mm/min begrenzt ist, errechnet sich laut Gl. (16) eine Drehzahl (bei Bearbeitung am äußersten Umfang) des Schneckenrades von $0,61 \text{ min}^{-1}$.

$$n = \frac{vf}{d \cdot \pi} = \frac{1000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}}{520 \text{ mm} \cdot \pi} = 0,61 \text{ min}^{-1} \quad \text{Gl. (16)}$$

Aus diesem Grund ist der linke Bereich in Abbildung 29, unter Berücksichtigung der Anwendungsreihe (Reihe3), zur Getriebeauswahl ausschlaggebend. Die Wahl fällt auf den TYP 4847SSR. Durch die Auswahl des Getriebes wird der Achsabstand vorgegeben. Des Weiteren wird laut Hersteller die Lagerung der Abtriebswelle sowie auch die Lagerung der Schnecke vorgegeben. Das Übersetzungsverhältnis ist hierbei $i = 72:1$. Da höhere Getriebeübersetzungen einen wesentlich schlechteren Wirkungsgrad aufweisen und noch kleiner Übersetzungen nur bedingt selbsthemmend sind.

Tabelle 8 Kenndaten Getriebe Typ OTT 4847 SSR

Übersetzungsverhältnis i_s	72:1
maximale Schneckendrehzahl n_s	3803 min^{-1}
Wirkungsgrad beim Losbrechen η_{sl}	0,22
Wirkungsgrad bei 405 U/min η_{s405}	0,42
maximale Stillstandmoment (Reihe1) M_{ss}	900 Nm

Die in Tabelle 8 dargestellten Werte stammen aus dem Getriebedatenblatt. Die maximale Schneckendrehzahl errechnet sich aus dem Schneckendurchmesser (Berechnungsdurchmesser laut Datenblatt) und der maximalen Kontaktgeschwindigkeit zwischen Schneckenrad und Schnecke. Bei Öлтаuschschmierung darf die Kontaktgeschwindigkeit bis zu 9 m/s betragen. Der Wirkungsgrad beim Anfahren bzw. Losbrechen ist erheblich niedriger. Dies ist auf die Überwindung der Haftreibung und auf den Aufbau eines hydrodynamischen Schmierfilms zurückzuführen. Das maximale Stillstandmoment, das nicht überschritten werden soll, entspricht laut Hersteller dem Momentenverlauf der Reihe 1.

4.1.2 Auslegung Servomotor

Zur Auslegung des Servomotors wurde ein Motor Typ ausgewählt und mithilfe des folgenden Formelwerkes nachgerechnet. Dieser Vorgang wurde solange wiederholt bis der passende Antriebsmotor gefunden wurde. Die Marke des Antriebsmotors wurde auf die Firma Sanyo Denki eingeschränkt, da sich diese Servomotoren bei den Linearantrieben der Werkzeugmaschine bewährt haben.

4.1.3 Technische Daten des Servomotors

Der Servomotor Sanyo Denki Q1AA10150D wurde laut Datenblatt zur Berechnung verwendet vgl. (Sanyo Denki Co.,LTD).

Tabelle 9 Motordaten Sanyo Denki Q1AA10150D

Nenn Drehzahl n_{nenn}	3000 min ⁻¹
Maximaldrehzahl n_{max}	4500 min ⁻¹
Nennmoment M_{nenn}	4,79 Nm
Kippmoment M_{Kipp}	14,7 Nm
Trägheitsmoment J_{Motor}	1,61 x 10 ⁻⁴ kgm ²

Ermittlung der Gesamtübersetzung i_{ges} anhand der maximalen Drehzahl des Motors.

$$i_{\text{ges}} = \frac{n_{\text{max}}}{n_{\text{soll}}} = \frac{4500 \text{ min}^{-1}}{23 \text{ min}^{-1}} = 196 \quad \text{Gl. (17)}$$

Da das Schneckengetriebe bei hohen Übersetzungen schlechte Wirkungsgrade aufweist, wird ein Zahnriemengetriebe als zusätzliche Übersetzungsstufe verwendet.

$$i_{\text{Riemen}} = \frac{i_{\text{ges}}}{i_s} = \frac{196}{72} = 2,72 \quad \text{Gl. (18)}$$

Die theoretische Zahnriemenübersetzung $i_{\text{Riemen}} = 2,72:1$ muss natürlich auf eine reale gerundet werden (siehe Abschnitt 4.1.4).

Um das gewünschte Antriebsmoment von 334 Nm zu erreichen, müssen mehrere Parameter berücksichtigt werden.

- Wirkungsgrad eines Zahnriemengetriebes
- Wirkungsgrad des Schneckengetriebes
- Lagerreibung im Rundtischlager

Die Rundtischlagerung wird bei Verwendung des auf Seite 41 ausgewählten Getriebes direkt vorgeschlagen. Es handelt sich dabei um ein vorgespanntes Rundtischlager YRT 120 mit einem nicht unerheblichem Reibmoment M_{RL120} von 13 Nm. Nun wird unter Berücksichtigung dieser Parameter das Abtriebsmoment bei Motornennmoment M_{nab} sowie das Losbrechmoment bei Maximalmoment M_{abKipp} berechnet.

$$\begin{aligned} M_{nab} &= M_{nenn} \cdot \eta_z \cdot \eta_{s405} \cdot i_{ges} - M_{RL120} \\ &= 4,79 \text{ Nm} \cdot 0,9 \cdot 0,42 \cdot 196 - 13 \text{ Nm} = \mathbf{342 \text{ Nm}} \end{aligned} \quad \text{Gl. (19)}$$

$$\begin{aligned} M_{abKipp} &= M_{Kipp} \cdot \eta_z \cdot \eta_{sl} \cdot i_{ges} - M_{RL120} \\ &= 14,7 \text{ Nm} \cdot 0,9 \cdot 0,22 \cdot 196 - 13 \text{ Nm} = \mathbf{557 \text{ Nm}} \end{aligned} \quad \text{Gl. (20)}$$

Das Abtriebsmoment von 342 Nm kann dauerhaft vom Antriebsmotor geleistet werden. Das maximale Losbrechmoment von 557 Nm kann kurzzeitig vom Servomotor erbracht werden. Die Differenz von 215 Nm ist auf das dreifache Nennmoment (Kippmoment) und auf den niedrigen Wirkungsgrad beim Losbrechen der Schnecke zurückzuführen.

Um das Antriebsmoment von 342 Nm dauerhaft aufbringen zu können, darf der Servomotor die rote Kennlinie laut Abbildung 30 bei keiner Drehzahl überschreiten.

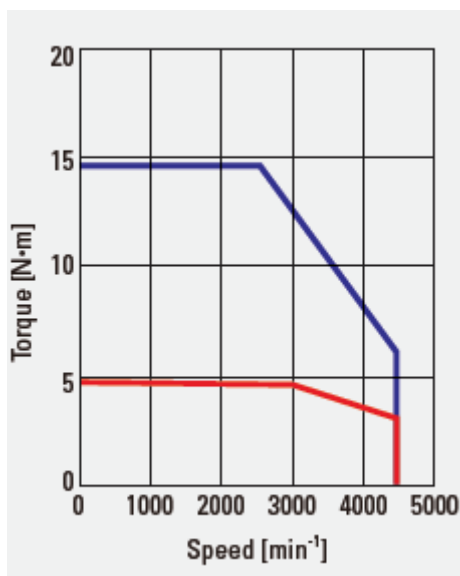


Abbildung 30 Drehmomentenverlauf Servomotor (Sanyo Denki Co.,LTD)

Hohe Drehmomente werden am Drehtisch nur bei größeren Werkstückdurchmessern gefordert. Aber gleichzeitig sinkt die Drehzahl des Werkstückes bei der Bearbeitung, d.h. dass das Antriebsmoment hoch ist jedoch die Drehzahl niedrig. Im Falle eines kleinen Werkstückes verhalten sich Antriebsmoment und Drehzahl umgekehrt. Daraus folgt, dass nie das maximale Moment bei maximaler Drehzahl gefordert wird.

Beim Anfahren aus dem Stillstand besitzt das Schneckengetriebe einen wesentlich niedrigeren Wirkungsgrad, dieser kann aber vernachlässigt werden, da das Losbrechmoment (bis zum dreifachen Nennmoment) jederzeit das notwendige Drehmoment bereithält.

4.1.4 Zahnriementrieb

Allgemein:

Eine zusätzliche Getriebestufe lässt sich relativ günstig mit einem Zahnriementrieb realisieren. Dafür werden Riemen aus Glasfaser, Kevlarfasern oder Stahlseilen eingesetzt. Diese Fasern weisen eine gute Biegewilligkeit und eine geringe Dehnbarkeit auf. Um ein möglichst gutes dynamisches Verhalten des Riementriebs zu gewährleisten, werden Riemenscheiben aus Werkstoffen mit geringer Dichte hergestellt vgl. Seite 102 (Manfred Weck, 2005).

Die theoretisch ermittelte Zahnriemenübersetzung von 2,72:1 wird jetzt auf eine reale gerundet und berechnet. Die Berechnung erfolgt dabei mithilfe des Mädlers Zahnriemenauslegung (Maedler GmbH).

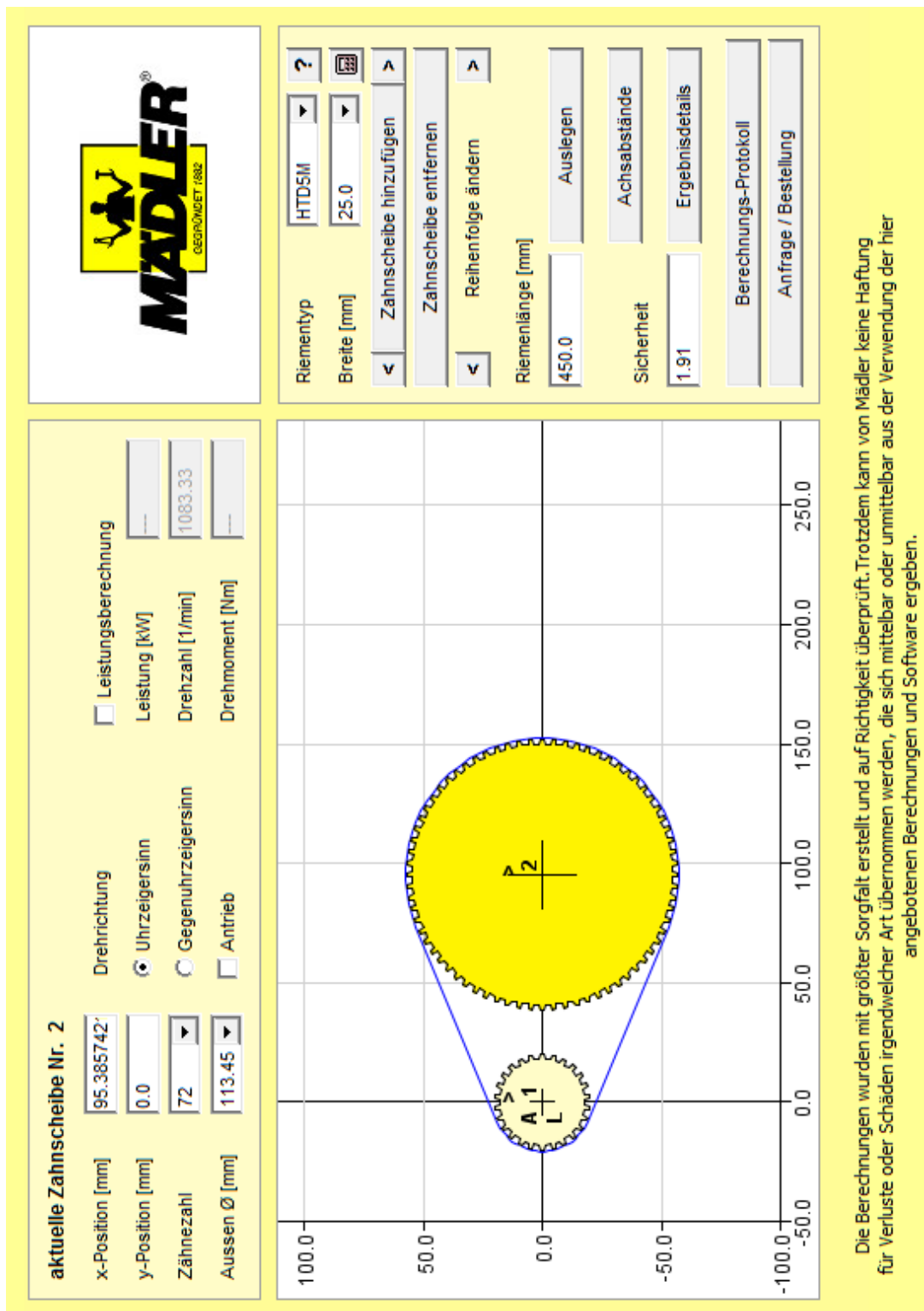


Abbildung 31 Zahnriemenauslegung (Maedler GmbH)

Die gewählte Riemenübersetzung ist hierbei 26:72 d.h. die Riemenscheibe am Motor besitzt dabei 26 Zähne und die Riemenscheibe auf der Schneckenwelle 72 Zähne, dies ergibt eine Zahnriemenübersetzung von $i_z = 2,77:1$. Der Achsabstand bei einer Riemenlänge von 450 mm beläuft sich auf rund 95 mm. Der Sicherheitsfaktor von 1,91 aus der Berechnung reicht laut Tabelle 10 sogar für den 24-Stunden Betrieb der Anlage aus.

Tabelle 10 Überlastfaktoren für Riementriebe (Maedler GmbH)

Überlastfaktor						
Maschinenanwendungsbeispiele: Nicht aufgeführte Maschinen sind der Gruppe zuzuordnen, die den Belastungen entspricht.	Beispiele für Antriebsmaschinen					
	bis 3-fachem NENN MOMENT			über 3-fachem NENN MOMENT		
	Wechselstrommotoren (Standard und Synchronmotoren) Gleichstromnebenschluss-Motoren Verbrennungsmotoren mit zwei oder mehr Zylindern.			Elektromotoren (mit hohem Anlauf- und Bremsmoment) Gleichstrommotoren mit Doppelschluss Verbrennungsmotoren mit einem Zylinder.		
	Tägliche Betriebsdauer (Stunden)					
	bis 5	bis 12	bis 24	bis 5	bis 12	bis 24
- Büromaschinen - Haushaltsmaschinen - Zählgeräte	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
- Holzbearbeitungsmaschinen - Druckereimaschinen - Ventilatoren und Gebläse	1.2	1.4	1.6	1.4	1.6	1.8
- Werkzeugmaschinen - Textilmaschinen - Wäschereimaschinen	1.3	1.5	1.7	1.5	1.7	1.9
- Papiermaschinen - Kolbenmaschinen - Hebezeuge	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2.0

4.1.5 Berechnung der dynamischen Kenngrößen

Mit dem bekannten Antriebsmotor, dem Schneckengetriebe sowie dem Zahnriementrieb werden die Trägheitsmomente und die maximale Beschleunigung des Rundtisches berechnet. Für eine bessere Übersicht wurde ein Antriebsschema erstellt.

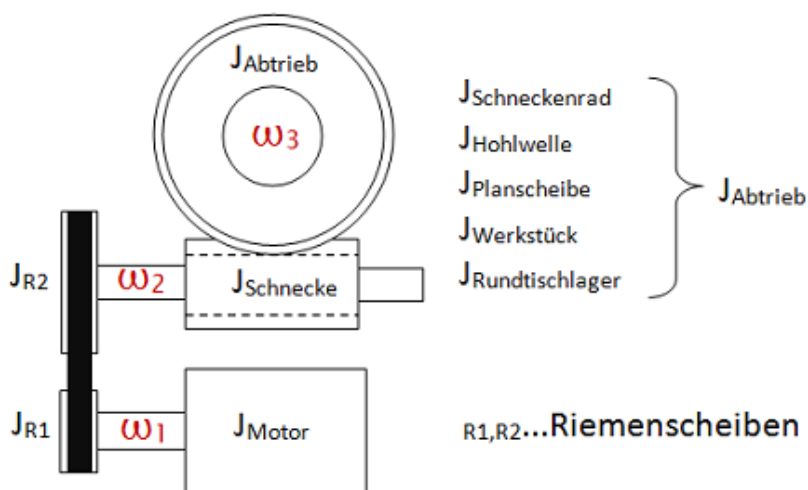


Abbildung 32 Antriebsschema des Rundtisches

Das in Abbildung 32 dargestellte Antriebsschema zeigt die einzelnen Komponenten vom Antriebsmotor bis zum Abtrieb. Der Antriebsmotor muss dabei die Trägheit des gesamten Systems überwinden. Die Trägheit des Systems setzt sich dabei aus dem Trägheitsmoment der Motorwelle sowie der Zahnriemenscheiben, der Schneckenwelle und des Abtriebes zusammen. Dabei sind die einzelnen Übersetzungsverhältnisse zu beachten. Die Motorwelle inklusive der ersten Riemenscheibe dreht sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω_1 . Nach der ersten Übersetzungsstufe dreht sich nun die Schneckenwelle und die zweite Riemenscheibe mit ω_2 . Weiteres übersetzt das Schneckengetriebe nun die Drehzahl der Schneckenwelle und somit dreht sich der Abtrieb mit der Winkelgeschwindigkeit ω_3 .

$$M = M_{\text{Beschleunigung}} + M_{\text{Arbeitswiderstand}} \quad \text{Gl. (21)}$$

Antriebsgleichung laut Abbildung 32:

$$M = (J_M + J_{R_1}) \cdot \frac{d\omega_1}{dt} + (J_S + J_{R_2}) \cdot \frac{1}{i_z^2 \cdot \eta_z} \cdot \frac{d\omega_1}{dt} + J_{Ab} \cdot \frac{1}{i_{ges}^2 \cdot \eta_{sl}} \cdot \frac{d\omega_1}{dt} + M_{\text{Arb.}} \quad \text{Gl. (22)}$$

Berechnung des Trägheitsmomentes und der maximalen Winkelbeschleunigung mit Arbeitswiderstand vgl. (Anhang Mathcad Rundtischauslegung).

Das Trägheitsmoment für das Antriebssystem ohne Werkstück beträgt (laut Berechnung) $J_{\text{Antr.}} \sim 6,5 \times 10^{-4} \text{ kg m}^2$.

Für die maximale Winkelbeschleunigung des Rundtisches aus dem Stillstand (Wirkungsgrad des Schneckengetriebes niedrig) mit maximalen Motormomentes (vgl. Abbildung 30) ergibt sich ein Wert von $44,5 \text{ rad/s}^2$ (Abtriebsseite).

4.2 Auswahl der Rundtischlagerung

Die Lagerung des Rundtisches wird mithilfe eines Axial-Radiallagers der Firma INA bewerkstelligt. Diese Lagereinheit kann sowohl axiale Kräfte in beiden Richtungen, als auch radiale Kräfte aufnehmen.



Abbildung 33 Rundtischlager YRT (Schaeffler Technologies GmbH & Co.KG, 2011)

Das in Abbildung 33 dargestellte Rundtischlager verfügt zur Aufnahme der Axialkräfte zwei Nadelkränze sowie ein Radiallager zur Aufnahme von Radialkräften. Die Lagereinheit ist nach dem Einbau spielfrei vorgespannt. Die Schmierung erfolgt hierbei mit Öl oder Fett. Durch die hohe Kippsteifigkeit der Lagereinheit können Kippmomente spielfrei aufgenommen werden.

Nachrechnung des Rundtischlagers

Die Nachrechnung erfolgt mithilfe des Lagerkataloges von Genauigkeitslager für kombinierte Lasten (Schaeffler Technologies GmbH & Co.KG, 2011).

Die statische Tragsicherheit S_0 bei Werkzeugmaschinen sollte einen Wert > 4 sein.

$$S_0 = \frac{\text{statische Tragzahl}}{\text{max statische Belastung}} \quad \text{statische Tragsicherheit} \quad \text{Gl. (23)}$$

Zur Auslegung der radialen Last wurde ein Werkstückgewicht von 200 kg, dies entspricht 1962N, gewählt (siehe Abbildung 34). Dazu kommt die maximale Vorschubkraft der Maschine von 4412N laut Abschnitt 2.3.3. Dies ergibt eine maximale statische Belastung von 6374 N.

$$S_{0r} = \frac{\text{statische Tragzahl (radial)} C_{0r}}{\text{max statische Belastung } F_{0r}} = \frac{148000 \text{ N (YRT120)}}{6374 \text{ N}} = 23,2$$

Zur Berechnung der axialen Tragsicherheit wird die Vorschubkraft auch mit 4412 N angenommen.

$$S_{0a} = \frac{\text{statische Tragzahl (axial)} C_{0a}}{\text{max statische Belastung } F_{0a}} = \frac{445\,000 \text{ N (YRT120)}}{4412 \text{ N}} = 100,9$$

Mit dem empfohlenen Rundtischlager (Abschnitt 4.1.1 Getriebeaus) YRT120 zeigt sich bei der statischen Auslegung, dass dieses großzügig dimensioniert ist. Weiteres wird noch

mithilfe des statischen Grenzlastdiagramms überprüft, ob das Kippmoment ausreichend ist.

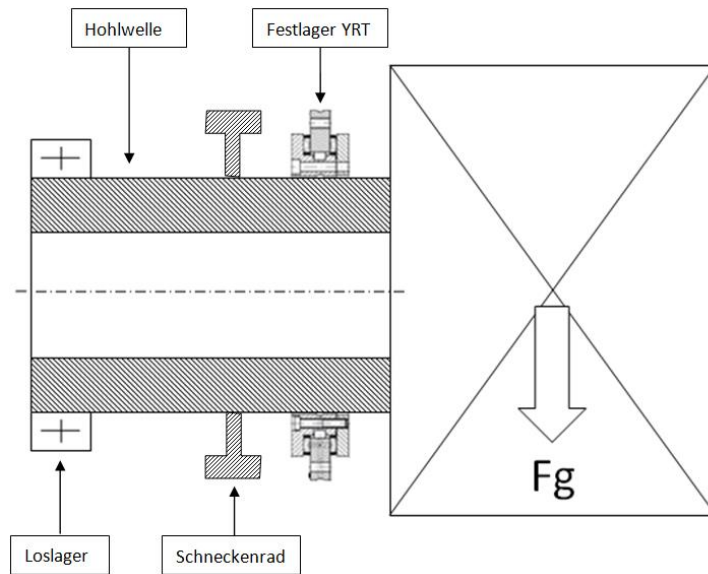


Abbildung 34 schematische Darstellung des Antriebsstrangs

In Abbildung 34 ist die Hohlwelle des Rundtisches mit Lagerung und Werkstück dargestellt. Um das Werkstückgewicht zu berücksichtigen, wurde eine Kraft F_g von 1962 N angenommen.

Statisches Grenzlastdiagramm:

Das statische Grenzlastdiagramm gibt an welches Kippmoment bei einer bestimmten Axialkraft auftreten darf. Das auftretende Moment muss unter der Geraden des jeweiligen Lagertyps liegen.

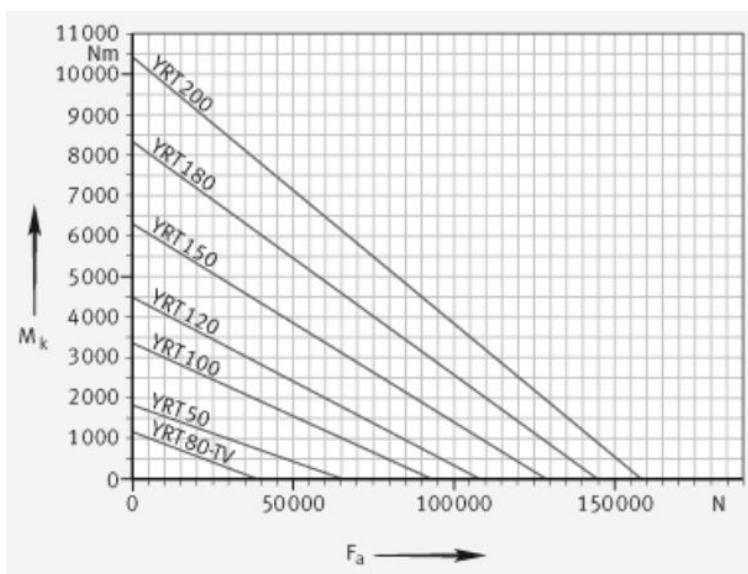


Abbildung 35 statisches Grenzlastdiagramm (Schaeffler Technologies GmbH & Co.KG, 2011)

Die Abbildung 35 stellt die maximale statische Belastung des jeweiligen Lagertyps dar. Das gewählte Rundtischlager YRT 120 kann demnach bei einer axialen Belastung von 5000 N (~maximaler Vorschub der Maschine), einer radialen Kraft von 5000 N, mit einem Abstand zur Lagermitte von 840 mm, aufnehmen (entspricht einem M_k 4200 Nm).

Man kann erkennen, dass die Lagerung völlig ausreichend dimensioniert ist. Der nächst kleinere Lagertyp erfüllt dabei auch noch die Anforderungen, jedoch muss man beachten, dass darunter die Genauigkeit des Schneckengetriebes bei Verwendung eines kleineren Lagers leidet.

4.3 Rundtischklemmung

Unter der Klemmung versteht man eine Einrichtung zur reibschlüssigen Verbindung von dem feststehenden Gehäuse und dem zu fixierenden Teil. Diese Klemmungen dürfen nicht zum Bremsen von rotierenden Teilen eingesetzt werden, da diese nur im Stillstand betätigt werden sollten. Eine Wellenklemmung muss mehreren Anforderungen entsprechen. Zum einen soll die Klemmung schnell und zuverlässig zu spannen und zu lösen sein, zum anderen ist darauf zu achten, dass beim Klemmvorgang die Position nicht verändert wird. Dies gilt nicht nur für die axiale sowie für die radiale Richtung, es dürfen daraus auch keine zusätzlichen Lagerkräfte entstehen (reaktionsfrei). Um dies im weitesten Sinn auszuschließen, werden für diese Zwecke radiale Klemmhülsen eingesetzt. Dies hat den Vorteil gegenüber axialen Klemmelementen, dass keine zusätzlichen Lagerkräfte in axialer Richtung entstehen und somit eine Verlagerung der Welle ausgeschlossen wird.

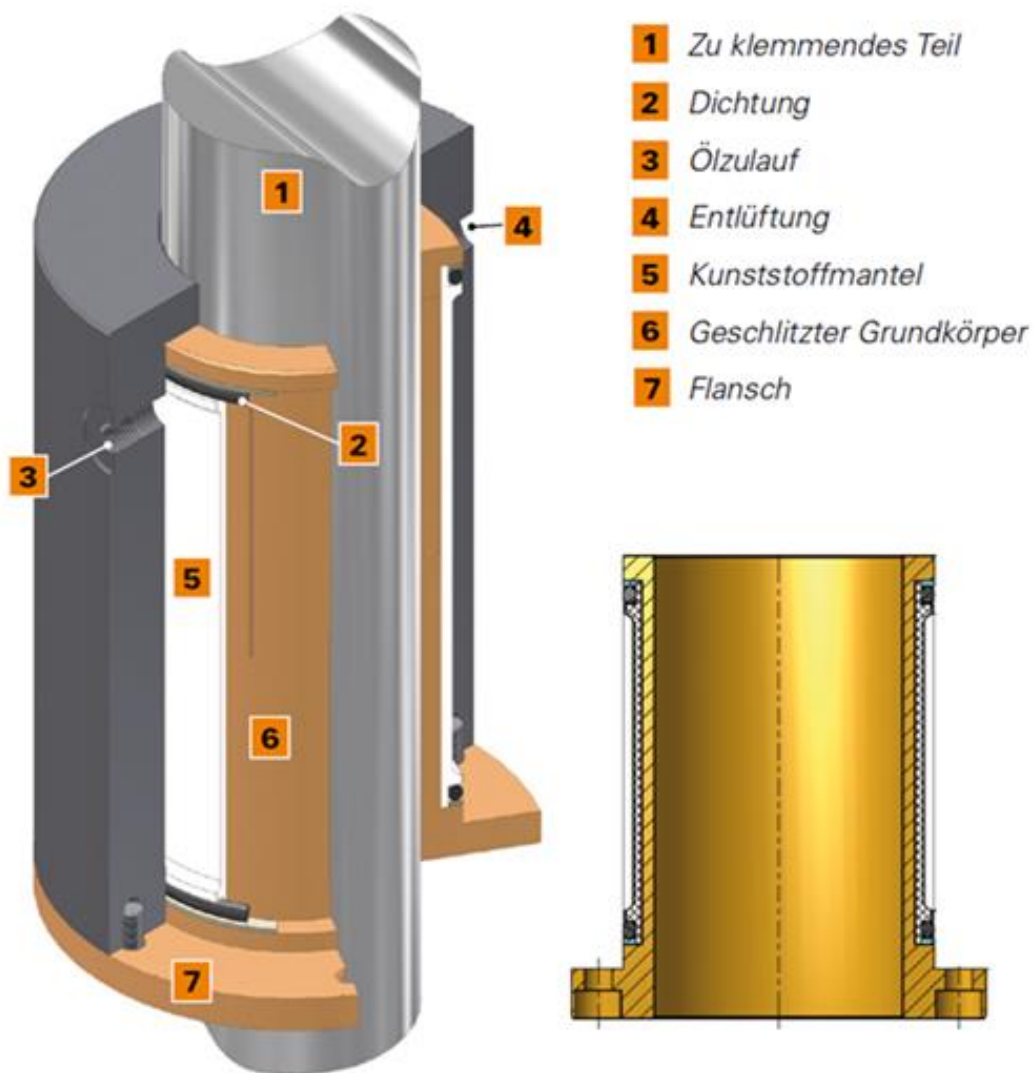


Abbildung 36 Innenklemmende Flanschklemmhülse (Kostyrka GmbH)

In Abbildung 36 ist eine innenklemmende Flanschklemmhülse mit umliegenden Gehäuse und dem zu klemmenden Teil zu sehen. Eine Flanschklemmhülse besteht aus einem Metall-Kunststoffverbund, oder es werden Bronzelegierungen eingesetzt. Die Flanschklemmhülse kann nicht nur Drehmomente, sondern auch axiale Kräfte aufnehmen.

4.3.1 Funktion von Klemmungen

Die Klemmung wird aktiviert indem Öl in die Kammer zwischen Kunststoffmantel 5 und dem Gehäuse gepresst wird (siehe Abbildung 36). Dabei verformt sich die Bronzehülse nach innen und stellt einen Reibschluss zwischen der Welle und der Hülse her. Die Einbaubedingungen müssen so geschaffen werden, dass keine plastische Verformung auf der Hülse auftritt. Dazu müssen die Bauteile die vorgegebenen Toleranzen einhalten. Bei Deaktivierung der Klemmung wird der Ölzulauf geöffnet und die Klemmhülse geht automatisch wieder in ihre Ausgangsposition zurück. Dabei muss darauf geachtet werden,

dass das Öl wieder zurückgedrückt werden kann. Um eine einwandfreie Funktion der Klemmung zu gewährleisten, muss das hydraulische System vollständig entlüftet werden. Dabei ist die Lage der Entlüftungsbohrung sowie des Druckerzeugers von Bedeutung. Es muss auch sichergestellt werden, dass Leckölverluste mithilfe eines automatischen Nachfüllers ausgeglichen werden können. Des Weiteren sollte die Ölleitung vom Druckübersetzer zur Klemmhülse möglichst kurz sein und einen möglichst großen Durchmesser aufweisen. Dies ist notwendig um eine schnelle Reaktionszeit der Klemmung zu gewährleisten.

4.3.2 Druckerzeugung

Die Betätigung der Klemmung des Rundtisches erfolgt dabei hydraulisch. Zur Erzeugung des hydraulischen Druckes wird ein Luft-Öl Druckübersetzer verwendet, da keine Hydraulikanlage vorhanden ist.

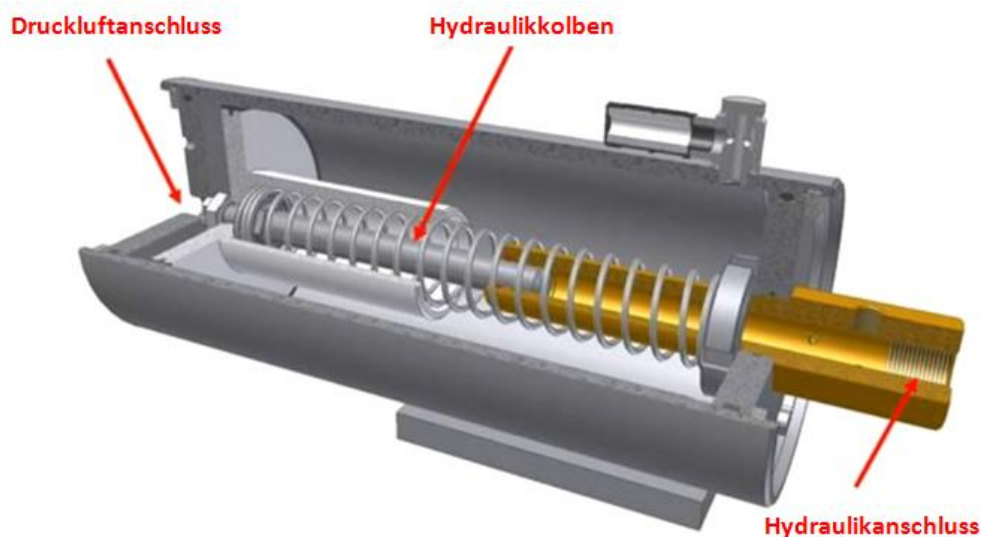


Abbildung 37 Luft-Öl Druckübersetzer (Kostyrka GmbH)

Die Abbildung 37 zeigt den Aufbau eines Luft-Öl Druckübersetzers. Über den Druckluftanschluss wird der Pneumatikkolben mit Druckluft beaufschlagt. Dabei schiebt sich der auf dem Pneumatikkolben befestigte Hydraulikkolben in den Zylinder und das Öl wird dabei unter Druck gesetzt. Die Übersetzung ist dabei abhängig von den Kolbenflächen. Der Rückhub der Kolben kann dabei mit einer Feder oder mit einem zusätzlichen Druckluftanschluss erfolgen.

Das Übersetzungsverhältnis bei dem gewählten Luft-Öl Druckübersetzer der Baureihe 1410 von Kostyrka beträgt 1:34. Das heißt, dass mit einem Pneumatikdruck von 6,5 bar ein Öldruck von ca. 220 bar. erreicht wird.

4.3.3 Berechnung von Flanschklemmhülsen

Die Klemmkraft einer Tischklemmung wird im Wesentlichen von dem zu klemmenden Durchmesser, der Materialpaarung bzw. dem Reibwert, dem hydraulischen Druck sowie der zu klemmenden Länge beeinflusst.

Da die Materialpaarung mehr oder minder vorgegeben ist, stellt sich laut Hersteller ein Reibwert μ zwischen Bronzeklemmhülse und Stahlwelle von 0,1 ein. Somit muss über die Parameter Druck, Durchmesser und Klemmlänge das gewünschte Haltemoment von 1834 Nm erzeugt werden. Zur Berechnung des Haltemoments wird die Gleichung laut Hersteller verwendet vgl. Abschnitt 5.2.

$$M = d \cdot (L - 2a) \cdot \pi \cdot p \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \quad \text{Gl. (24)}$$

p =Druck in N/mm²

μ =Reibwert 0,1

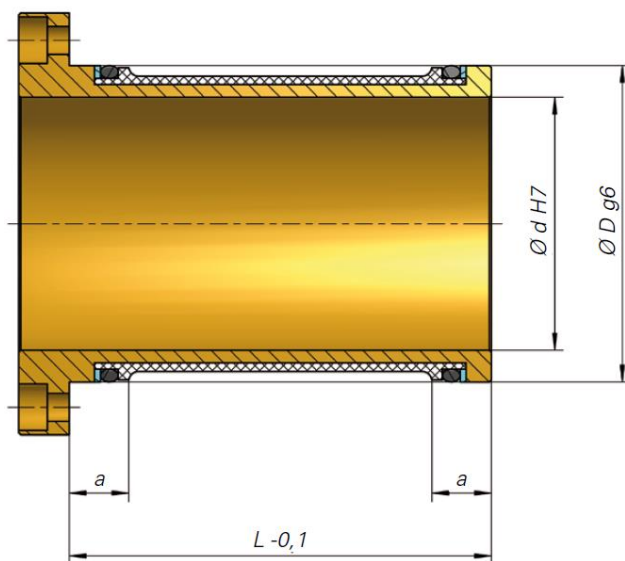


Abbildung 38 Querschnitt einer Flanschklemmhülse (Kostyrka GmbH)

Die Abbildung 38 zeigt eine Flanschklemmhülse zur Klemmung runder Maschinenteile. Diese Abbildung dient zur Erklärung der Variablen der Gl. (24).

4.3.4 Anschlussschema der Klemmeinrichtung

Mit Hilfe des Anschlussschemas Abbildung 39 wird die Funktion der Tischklemmung veranschaulicht. Über das pneumatische 5/3 Wegventil wird der Druckübersetzer und letzten Endes die Klemmung angesteuert. Um die Klemmung zu aktivieren muss die Maschinen-

steuerung das Magnetventil Y2a während der gesamten Klemmdauer ansteuern. Nun wird über den Anschluss 4 des Wegeventils Druckluft zum Druckübersetzer strömen. Gleichzeitig wird die Rückhubkammer über Anschluss 2 entlüftet. Um den Klemmvorgang wieder zu lösen, muss das Magnetventil Y2a nun spannungslos gemacht und Y2b aktiviert werden. Somit wird der Anschluss 2 mit Druckluft beaufschlagt und der Anschluss 4 entlüftet. Wenn beide Magnetventile Y2a und Y2b nicht angesteuert werden, kann sich die Klemmung auch lösen, jedoch nicht so schnell.

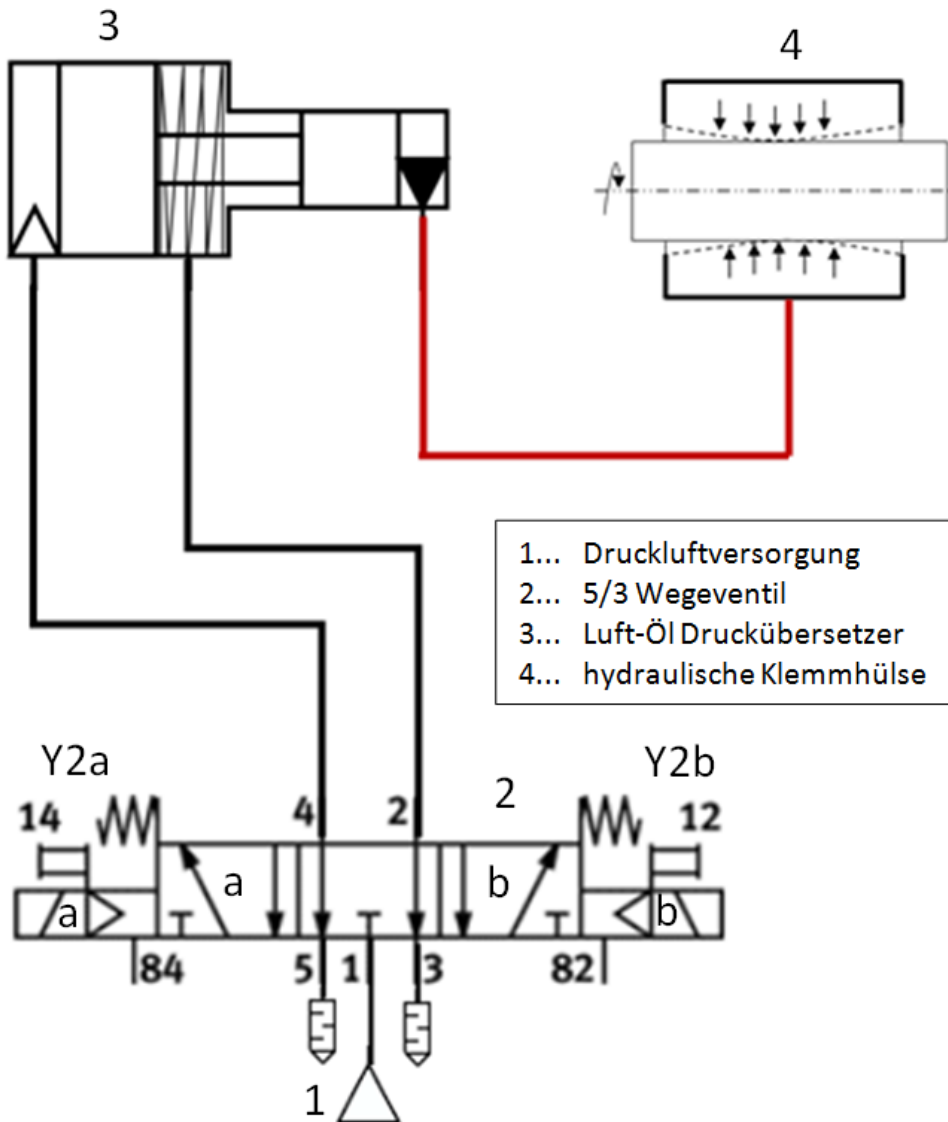


Abbildung 39 Anschlussschema der Rundtischklemmung

4.4 Winkelmesssystem

Im Wesentlichen gibt es zwei Möglichkeiten um Drehwinkel zu erfassen. Dabei ist zu unterscheiden ob eine direkte Messung oder eine indirekte Messung angebracht ist.

Direkte Messung:

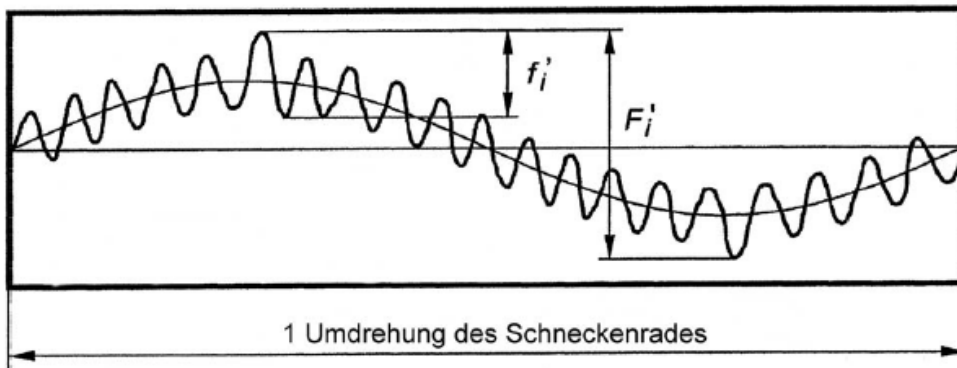
Bei der direkten Messung wird der zu erfassende Winkel auf der Abtriebswelle gemessen. Bei dieser Methode entsteht ein geschlossener Regelkreis bei dem der Istwert der Abtriebswelle an die Steuerung zurückgeführt wird. Dabei erhält man die größte Genauigkeit, jedoch bringt dies den Nachteil mit sich, dass solch ein Messsystem kostenintensiver sowie konstruktiv aufwendiger ist. Bei diesen Messsystemen sind eine exakte koaxiale Platzierung des Messsystems und eine ausreichende Abschirmung gegen magnetische Einflüsse wichtig. Diese Variante ist durchaus sinnvoll, wenn eine weitere Drehachse auf dem Rundtisch aufgebaut wird.

Indirekte Messung:

Von einer indirekten Winkelmessung spricht man, wenn nicht direkt an der Abtriebswelle gemessen wird. Hierbei wird zum Beispiel an einem Servomotor ein Encoder angebracht. Dieser misst den Drehwinkel des Antriebsmotors. Dabei wird unter Berücksichtigung der nachgeschalteten Getriebeübersetzung mit Hilfe der Antriebssteuerung auf den Abtriebsdrehwinkel geschlossen. Dazu kann jedoch zusätzlich eine Referenzmarke am Abtriebsselement aufgebracht werden. Dies dient zur Feststellung der Nullposition der Abtriebswelle. Bei diesem Konzept wird die Drehwinkelabweichung des Getriebes und der Verbindungselemente in Kauf genommen und führt dadurch zu ungenaueren Ergebnissen. Der Aufbau dieser Variante ist im Wesentlichen einfacher und kostengünstiger jedoch auch ungenauer.

Genauigkeit:

Die Positioniergenauigkeit bei Rundtische mit indirektem Messsystem hängt nicht nur von der möglichen Auflösung des Encoders sondern auch von der Genauigkeit der Antriebselemente ab. Bei der Auslegung des Rundtisches wurde ein Servomotor mit einem 16-bit Encoder eingesetzt. Dabei kann eine Motorumdrehung in 65536 Schritte aufgeteilt werden. Berücksichtigt man die Gesamtübersetzung von ca. 200:1 würde ein Inkrement einen Verdrehwinkel am Abtrieb von 0,099° betragen. Dies ist aber nicht realistisch, da das Schneckengetriebe auch einen Übertragungsfehler aufweist. Dieser Drehfehler wird bei dem Getriebe mit einer Einflankenwälzprüfung ermittelt.



F_i' = Einflankenwälzfehler (größter Drehfehler innerhalb einer Schneckenradumdrehung)

f_i' = Einflankenwälzsprung (größter Drehfehler innerhalb der Dauer eines Zahneingriffs)

Abbildung 40 Drehfehler eines Schneckengetriebes (Zahnradfertigung OTT GmbH & Co KG, 2015)

Die Abbildung 40 zeigt den größten Drehfehler während eines Zahneingriffs sowie den Drehfehler innerhalb einer Schneckenradumdrehung. Bei dem gewählten Schneckengetriebe beläuft sich der Drehfehler laut Datenblatt F_i' auf 37" und der Drehfehler f_i' auf 15".

Weiteres muss auch der Plan- und der Rundlauf der Lagerung berücksichtigt werden. Dieser beträgt bei Einhaltung der Einbautoleranzen $3\mu\text{m}$ (ohne Last). Da auch die Belastung des Lagers eine Verformung des Lagerringes sowie der Wälzkörper hervorruft, kann auch keine Aussage über die Genauigkeit des Lagers getroffen werden. Weitere Komponenten wie der Zahnriementrieb, das Schneckengetriebe und die Abtriebswelle tragen aufgrund ihrer Verdrehsteifigkeit zu Ungenauigkeiten bei, die sich je nach Belastung unterschiedlich auswirken.

4.5 Gehäuseabdichtung

Die Abdichtung des Rundtisches soll das Eindringen von Spänen und Staub und das Auslaufen des Schmierstoffes verhindern. Bei niedrigen Drehzahlen können dazu berührende Dichtungen eingesetzt werden. Für diese Anwendung kommen Radialwellendichtringe zum Einsatz. Diese müssen jedoch vor heißen Spänen geschützt werden. Darum wurde an der Vorderseite des Rundtisches eine Spaltdichtung verwendet. Diese Spaltdichtung hat den Vorteil, dass sie verschleißfrei ist und kein Eintrag von Wärme in das Lagersystem stattfindet.

5 Konzept eines NC-Rundtisches

Anhand der vorangegangenen Überlegungen wurden ein Konzept eines NC-Rundtisches erstellt. Der NC-Rundtisch verfügt über ein Präzisionsschneckengetriebe, das über einen Zahnriemen von einem Servomotor angetrieben wird. Weiteres verfügt dieser Rundtisch über ein Klemmsystem um den Rundtisch bei hohen Bearbeitungskräften zu klemmen.

5.1 Konzept des NC-Rundtisches

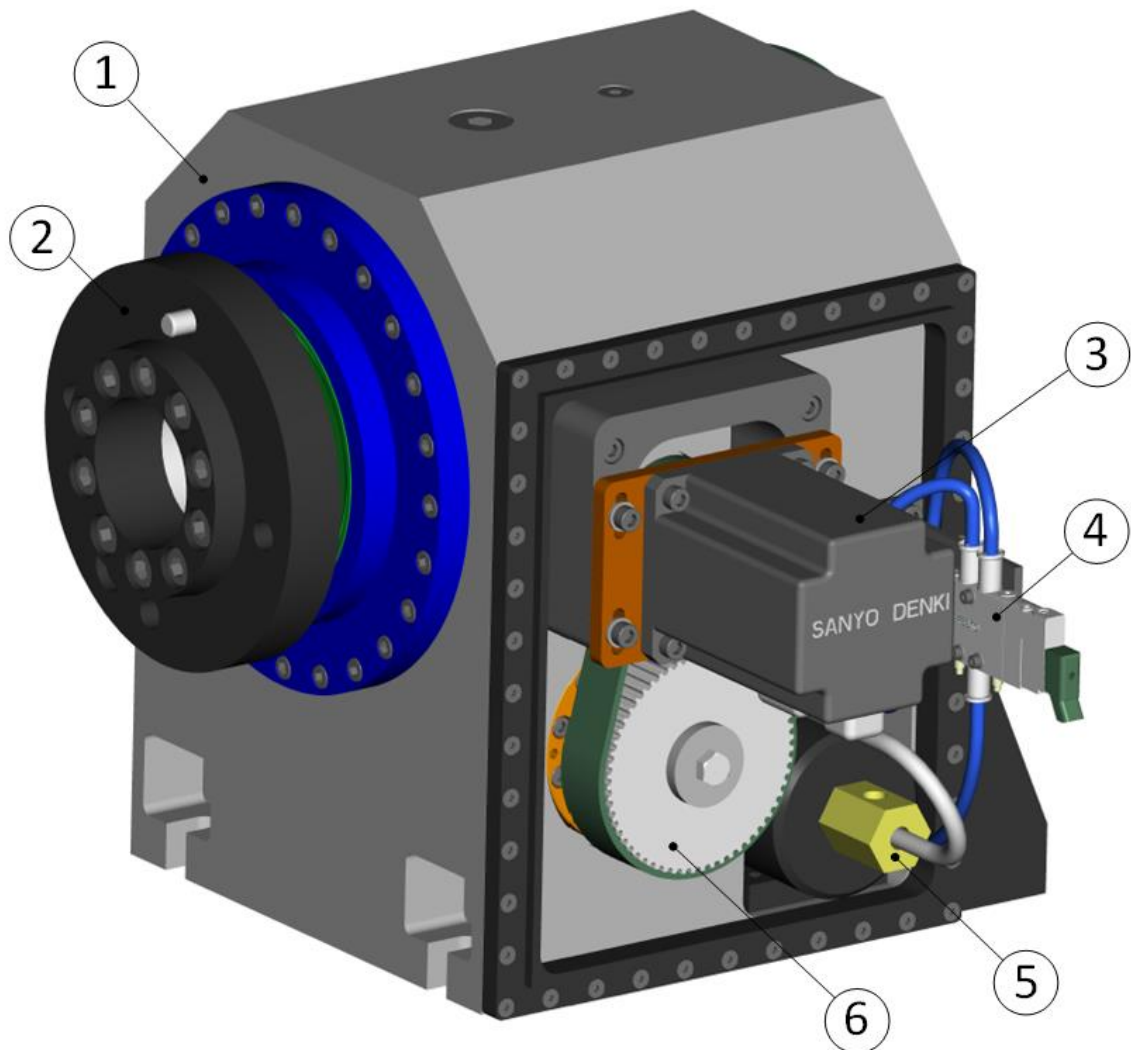


Abbildung 41 NC-Rundtisch

Die Abbildung 41 zeigt einige Komponenten des NC-Rundtisches. Da der Rundtisch ein Einzelstück ist, soll das Gehäuse (1) aus einem massiven Block gefräst werden. Die Befestigung der Drehachse auf dem Maschinentisch wird über die dafür vorgesehenen Halterungen ermöglicht. Dazu werden T-Nutensteine verwendet. Die Antriebswelle (2) mit der Spindelaufnahme (angelehnt an ISO 702-3) soll mithilfe eines Servomotors (3) und eines Untersetzungsgetriebes angetrieben werden. Die Untersetzung der Motordrehzahl erfolgt hierbei in zwei Stufen. Als erste Übersetzung dient ein Zahnriementrieb (6) mit einer Untersetzung von 26:72. Mit dieser verringerten Drehzahl wird nun die Schneckenwelle (hier nicht dargestellt) angetrieben. Die Schneckengetriebeuntersetzung verlangsamt die Abtriebsbewegung um das Verhältnis von 72:1. Das nun gewandelte Drehmoment wird über das Schneckenrad an die Abtriebswelle übertragen. Wenn bei der Bearbeitung das Werkstück nicht kontinuierlich gedreht, sondern von Position zu Position weiter getaktet wird, kann zusätzlich eine Spindelklemmung im Stillstand aktiviert werden. Dies erfolgt mit einem pneumatisch angesteuerten Druckübersetzer (5). Dieser hat die Aufgabe die Spindelklemmung mit Hydraulikdruck zu versorgen. Der Ansteuerungsvorgang des Druckübersetzers erfolgt mit einem 5/3 Wegeventil (4). Eine solche Spindelklemmung kann nicht als Bremse eingesetzt werden. Sie dient nur zur Schonung des Antriebes sowie die Möglichkeit auch hohe Drehmomente sicher zu halten. In dieser Abbildung wurde die Abdeckung der Komponente 3 bis 6 nicht dargestellt.

Längsschnitt des Rundtisches

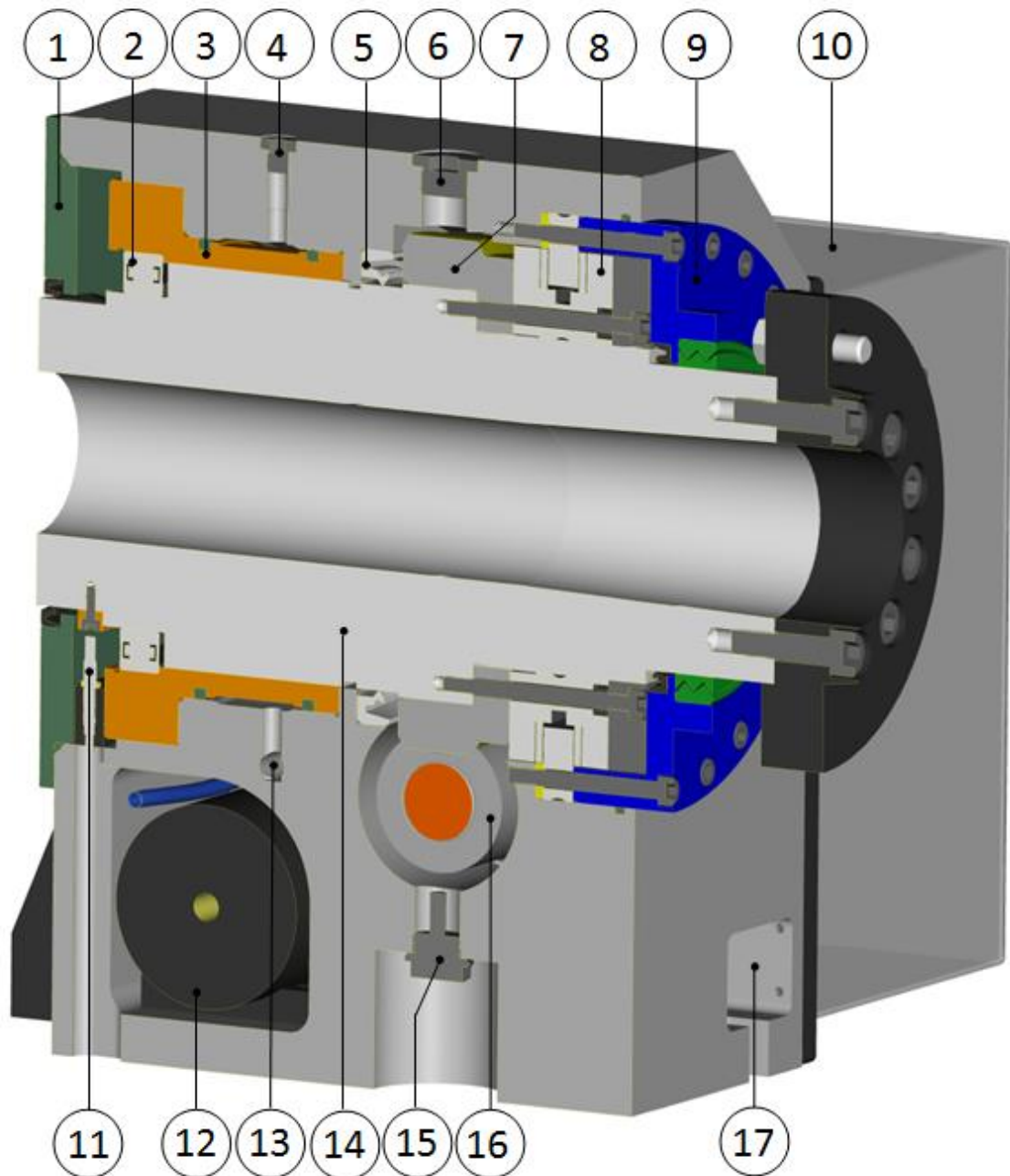


Abbildung 42 Querschnitt des Rundtisches

Die Abbildung 42 zeigt einen Längsschnitt des Rundtisches mit seinen Komponenten. Die hintere Abdeckung (1) dient der Aufnahme eines Wellendichtringes der die Rundachse und das Loslager (2) vor eindringenden Verschmutzungen schützt. Die Flanschklemmhülse (3) dient zur reaktionsfreien Klemmung der Antriebswelle. Dabei wurde darauf geachtet, dass diese Klemmung an einem großen Wellendurchmesser angreift. Dies hat den Vorteil, dass mit einer möglichst kurzen Hülse ein hohes Klemmmoment erreicht wird. Die Klemmung wird dabei mithilfe von Hydrauliköl bewerkstelligt. Dieses Öl wird über die Boh-

rung (13) zur Flanschklemmhülse befördert. Dabei muss der Hydraulikkreis einwandfrei entlüftet werden können (4). Denn schon kleine Luftblasen im Hydrauliksystem können die Klemmung beeinträchtigen oder sogar funktionsunfähig machen.

Mit dem Wellendichtring (5) und den Anpressring (9) des Rundtischlagers (8) wird der vordere Teil zum hinteren abgedichtet. Dies ist notwendig da eine Ölbadschmierung für das Schneckengetriebe und das Rundtischlager benötigt wird. Im Anpressring (9) sind ein Wellendichtring sowie eine Spaltdichtung verbaut. Die Spaltdichtung hat dabei die Aufgabe den Wellendichtring vor heißen Spänen zu schützen. Diese Dichtung ist berührungslos und somit verschleißfrei. Die Verschlusschrauben (6 und 15) dienen zur Befüllung und Entleerung des Ölbad. Der Ölfüllstand wird mithilfe eines Schauglases kontrolliert (im Querschnitt nicht ersichtlich). Die Ablassschraube (15) ist zusätzlich mit einem Magnet ausgestattet um Metallspäne anzuziehen.

Das Hauptlager (8) ist ein speziell für Rundtische entwickeltes Lager. Das verwendete Lager beinhaltet zwei Axial- sowie ein Radialrollenlager. Dieses sogenannte Rundtischlager weist eine besonders hohe Steifigkeit auf und ist darum für den Einsatz in Werkzeugmaschinen bestens geeignet. Der äußere feststehende Lagerring wird mit dem Anpressring (9) und Innensechskantschrauben mit dem Gehäuse verbunden. Die beiden inneren rotierenden Lagerringe werden über einen, in der Abbildung Dunkelgrau dargestellten, Stützring mit dem Schneckenrad (7) und der Abtriebswelle (14) verschraubt. Dieser Stützring trägt zusätzlich zu einer Erhöhung der Lagersteifigkeit bei.

Die Abdeckung (10) schützt die in Abbildung 41 dargestellten Komponenten vor Spänen und Kühlschmiermittel. Dies wird durch Einsatz einer Dichtschnur im Gehäusedeckel erreicht. Die Abtriebswelle (14) wurde hier zweiteilig ausgeführt, um eine Montage zu ermöglichen. Die Spannfutteraufnahme (Größe 6) wird hierbei mit Innensechskantschrauben und einem Zentrierbund befestigt. Eine MK 6 Aufnahme ist zusätzlich in die Hohlwelle integriert worden. Dies ermöglicht die Aufnahme von z.B. Spannzangen. Um die Nullposition anfahren zu können, besitzt der NC-Rundtisch eine angeschraubte Referenzmarke. Diese wird mit Hilfe des induktiven Näherungssensors (11) bei der Referenzfahrt erkannt. Das Schneckengetriebe mit dem Schneckenrad (7) und der Schneckenwelle (16) wird in Abbildung 43 näher erläutert. Zur Befestigung des Rundtisches an der Fräsmaschine wurden 4 Taschen (17) vorgesehen. Zum Verschrauben werden T-Nutensteine mit M12 Sechskantschrauben verwendet.

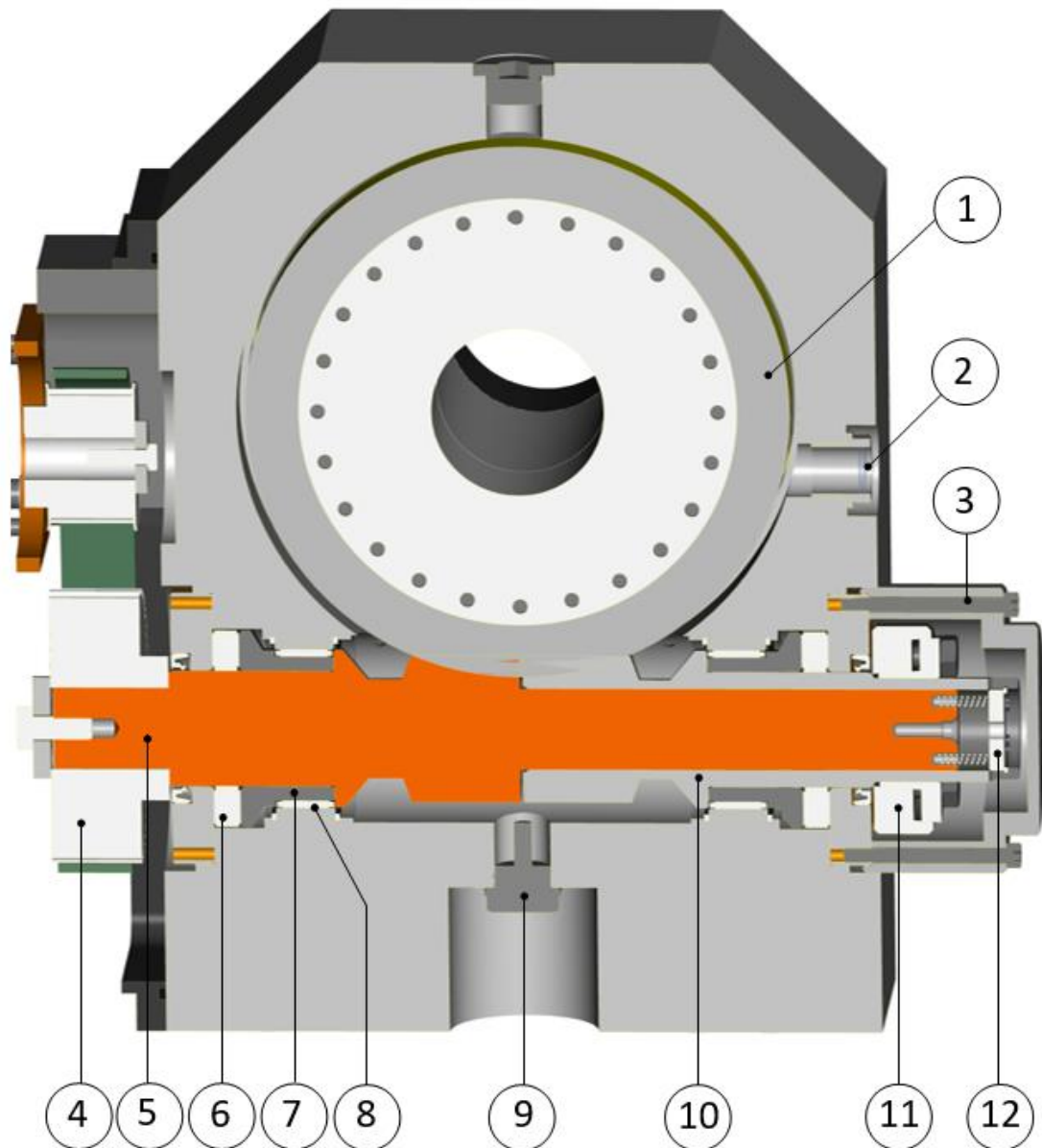


Abbildung 43 Querschnitt des Schneckengetriebes

Diese Abbildung 43 zeigt den Querschnitt des Rundtisches durch das Schneckengetriebe. Zur besseren Übersicht wurde der Servomotor sowie die seitliche Abdeckung hier nicht dargestellt. Der Querschnitt soll die wesentlichen Komponenten des Getriebes und die Funktion ersichtlich machen.

Funktion:

Der Zahnriemen überträgt die Kraft vom Servomotor an die Zahnriemenscheibe (4). Das Moment wird dabei an die Schneckenwelle (5), auch Schaftschnecke genannt, übertragen. Die zweite Schneckenhälfte (10), die sogenannte Hohl-
schnecke, wird über die Schrumpfscheibe (11) auf die Schaftschnecke gepresst. Dabei entsteht eine reibschlüssi-

ge Verbindung. Nun kann das Drehmoment über das Schneckenrad (1) an die Abtriebswelle abgegeben werden.

Flankenspieleinstellung:

Um nun das Zahnflankenspiel ein- oder nachstellen zu können, muss dazu die Abdeckung (3) entfernt werden. Danach wird die Schrumpfscheibe (11) gelockert und eine Verdrehung zwischen Hohl- und Schaftschnecke ermöglicht. Um den axialen Abstand der Hohl- und Schaftschnecke bei der Verstellung konstant zu halten, stützt das Druckstück (12) diese zueinander ab. Mit diesem Mechanismus wird sichergestellt, dass eine axiale Vorspannung auf die Axialrollenlager (6) über die Lagerhülsen (7) ausgeübt wird. Ist nun das gewünschte Flankenspiel eingestellt, kann die Schrumpfscheibe wieder festgezogen und die Abdeckung angeschraubt werden.

Die Schmierung des Getriebes, mitsamt den zwei Axialrollenlager (6) und den zwei radialen Nadellagern (8), wird über eine Tauchbadschmierung bewerkstelligt. Die Funktion einer Ölwanne übernimmt dabei das Rundtischgehäuse. Dazu wurde, um den Ölstand kontrollieren zu können, ein Schauglas (2) vorgesehen. Da das Öl nicht nur das Schneckengetriebe, sondern auch das Festlager schmiert, wurde zur Bindung des magnetischen Abriebs eine Ölablassschraube (9) mit Magnet verwendet.

5.2 Variante A

Es wurden zwei Varianten mit dem gleichen Antriebskonzept konzipiert. Sie besitzen grundsätzlich den selben Aufbau. Dabei stellt die Variante A das Erstkonzept dar.

Die Unterschiede der Varianten lassen sich im Querschnitt erkennen.

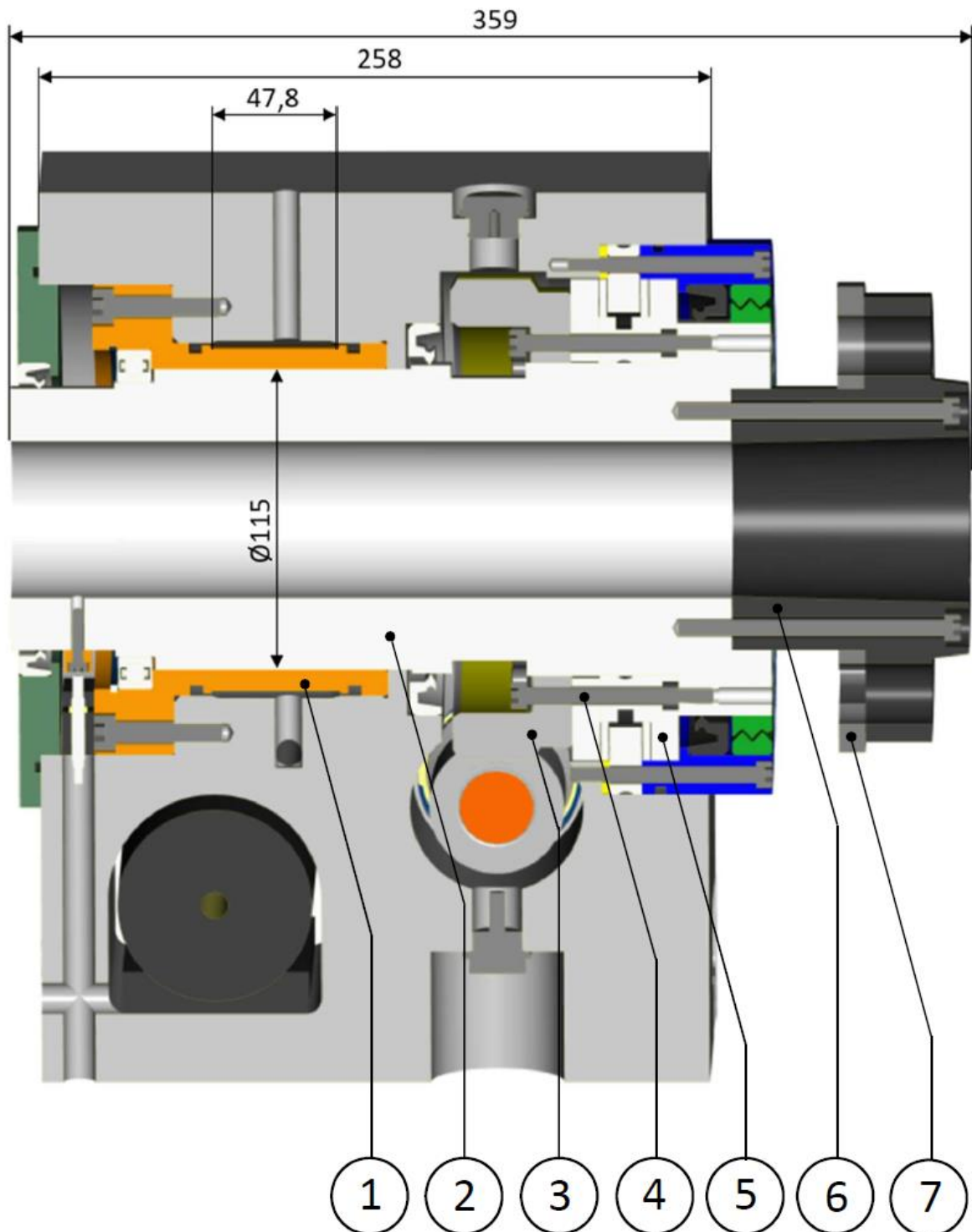


Abbildung 44 Querschnitt Variante A

Die Abbildung 44 zeigt den Querschnitt durch den Rundtisch Variante A. Dieser Querschnitt wurde mit den relevanten Maßen zum Vergleich zu Variante B bemaßt. Die Flanschklemmhülse (1) und die Hohlwelle (2) sind dabei im Klemmungsbereich mit einem Durchmesser von 115 mm ausgeführt. Die effektive Klemmlänge der Flanschklemmhülse beträgt hier 47,8mm. Mit diesen Größen erreicht die Klemmung bei einem Druck von 220 bar (vgl. Gl. (24)) ein Haltemoment von 2184 Nm. Ein weiteres Detail ist die Verschraubung (4) des Schneckenrades (3) durch das Rundtischlager (5) mit der Hohlwelle (2). Hierbei ist zu beachten, dass das Rundtischlager nur an einer kleinen Ringfläche auf der Hohlwelle anliegt. Dies ist laut Lagerhersteller so zulässig, jedoch kann man eine größere Kreisringfläche zur Stützung des Lagers vorsehen (vgl. Variante B). Die Aufnahme (6) ist hier laut ISO 702-3 mit einer Bajonettscheibe (7) ausgestattet. Bei dieser Variante wird eine Gesamtlänge von 359 mm und einer Gehäuselänge von 258 mm erreicht.

5.3 Variante B

Bei der Variante B handelt es sich um eine Überarbeitung der Variante A.

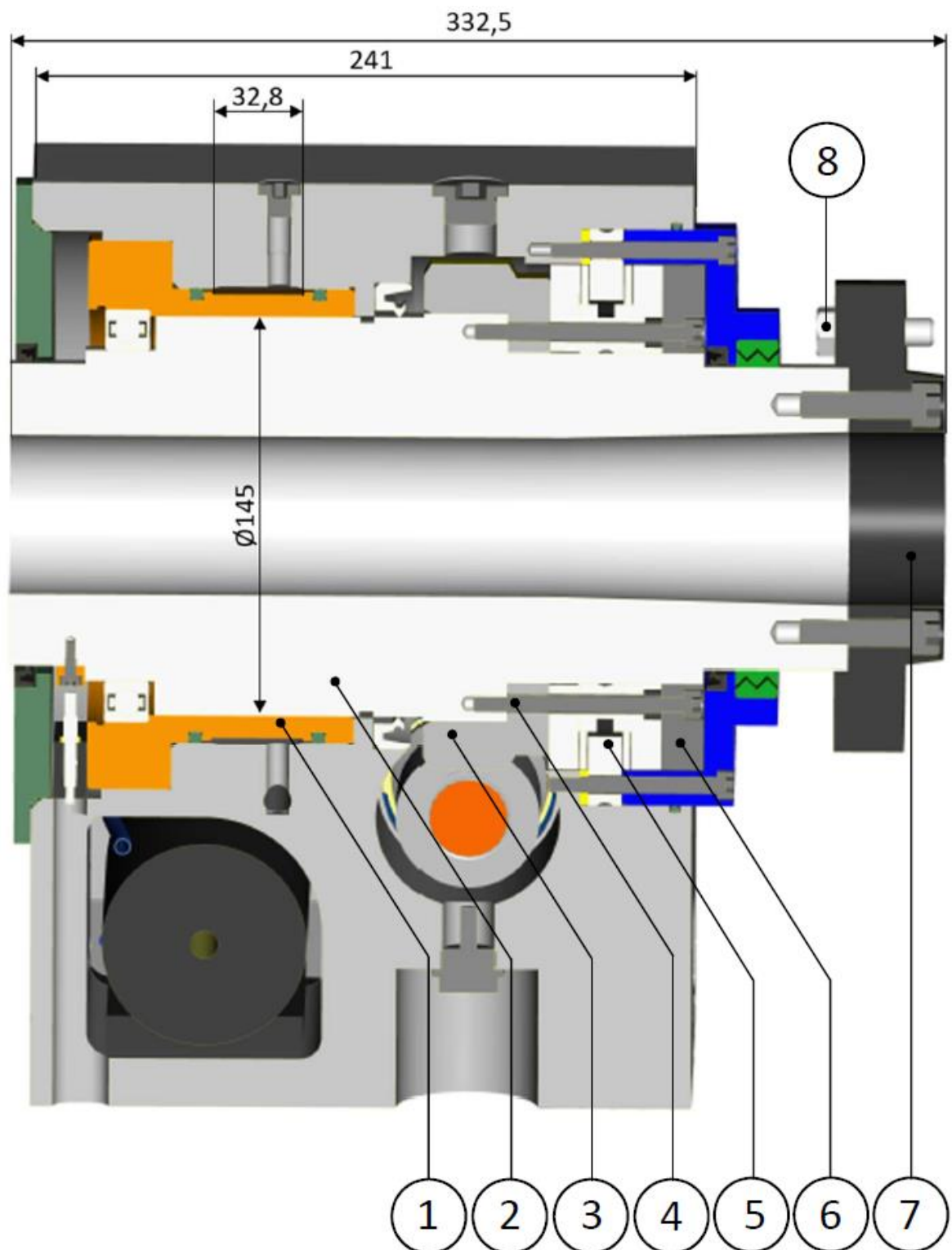


Abbildung 45 Querschnitt Variante B

Die Abbildung 45 stellt den Querschnitt des Rundtisches der Variante B dar. Bei dieser Variante wurde eine Verkürzung der Gesamtlänge sowie der Gehäuselänge angestrebt. Hierbei kann man erkennen, dass die Flanschklemmhülse (1) mit einer Klemmlänge von 32,8 mm ausgeführt wurde. Dies ist deutlich kürzer als in Variante A und somit musste der Hohlwellendurchmesser (2) im Klemmbereich auf 145 mm erhöht werden. Dabei wird ein Klemmmoment von 2383 N erreicht. Weiteres wurde die Steifigkeit des Rundtischlagers (5) durch den Einsatz eines Stützringes (6) erreicht. Dabei musste die Verschraubung (4) durch den Stützring, das Rundtischlager (5), das Schneckenrad (3) an die Hohlwelle (2) erfolgen. Um die Gesamtlänge weiter zu reduzieren wurde die Aufnahme (7) ohne Bajonett-scheibe ausgestattet. Stattdessen werden vier Sechskantschrauben (8) zur Befestigung des Drehfutters verwendet.

5.4 Variantenvergleich

Der Variantenvergleich stellt Variante A der Variante B gegenüber. Diese Varianten unterscheiden sich in puncto Gesamt- und Gehäuselänge, Kippsteifigkeit der Lagerung und des Klemmmomentes (vgl. Tabelle 11).

Tabelle 11 Gegenüberstellung der Varianten

	Gehäuselänge	Gesamtlänge	Klemmmoment	Kippsteifigkeit
Variante A	258 mm	359 mm	2184 Nm	-
Variante B	241 mm	332,5 mm	2383 Nm	+20%

Die Tabelle 11 zeigt die Gegenüberstellung der Varianten A und B mit den vier Kriterien. Dabei ist die Verkürzung der Gehäuselänge, dies bedeutet eine Material- sowie Gewichtseinsparung, nicht unwesentlich. Die Verkürzung ist im Wesentlichen auf die Veränderung der Flanschklemmhülse zurückzuführen. Die Klemmlänge der Hülse wurde von 47,8 mm auf 32,8mm reduziert. Um durch die Änderung der Hülse einer Reduzierung des Klemmmomentes entgegen zu wirken, musste der Durchmesser um 30 mm vergrößert werden. Dies zog eine Klemmmomentenerhöhung von 199 Nm nach sich. Weiteres wurde durch den Einsatz eines Stützringes die Kippsteifigkeit des Rundtischlagers um bis zu 20% erhöht.

Bei diesem Vergleich erkennt man, dass die Variante B eine Verbesserung der Variante A darstellt, und diese ist anhand der angegebenen Kriterien vorzuziehen.

6 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Ableitung von Anforderungen und Konzeption eines NC-Rundtisches für eine bestehende Portalfräsmaschine. Dieser NC-Rundtisch soll zur Fräs- und Bohrbearbeitung geeignet sein. Durch die Erweiterung der 3-Achsen Portalfräsmaschine mit einer Rotationsachse ist es möglich eine Mehrseitenbearbeitung von Werkstücken ohne Umspannen zu fertigen und es können auch komplexere Bauteile hergestellt werden. Auf dieser Anlage werden hauptsächlich Einzelstücke für Versuchsanlagen hergestellt. Aus diesem Grund wurde bei der Anlage der Fokus auf die maximale Bauteilgröße und nicht auf die Bearbeitungszeit (Dynamik) gelegt.

Um die Anforderungen an den NC-Rundtisch ableiten zu können, mussten Parameter wie Vorschubmoment sowie Haltmoment ermittelt werden. Dazu wurden Messungen und Berechnungen für die Bearbeitungsverfahren durchgeführt, die häufig auf der Maschine auftreten. Mit den berechneten Größen für Vorschubkraft und Vorschubgeschwindigkeit konnten die Anforderungen an einen NC-Rundtisch abgeleitet werden.

Dabei soll ein maximales Vorschubmoment von 334 Nm, eine Abtriebsdrehzahl von 23 min^{-1} und ein Klemmmoment von 1834 Nm erreicht werden. Mit diesen Kenngrößen erfolgte die Auswahl eines passenden Antriebssystems. Dabei wurden im Wesentlichen drei Systeme näher betrachtet. Bei den Antriebssystemen handelt es sich um den Direktantrieb, den Antrieb über ein Harmonic-Drive Getriebe mit Servomotor sowie den Antrieb mithilfe eines Präzisionsschneckengetriebes mit Servomotor. Diese drei Konzepte wurden unter Berücksichtigung der Anforderungen gegenübergestellt und bewertet. Dabei stellte sich für diese Portalfräsmaschine ein Antrieb mithilfe eines Präzisionsschneckengetriebes mit Zahnriementrieb und Servomotor als geeignet heraus. Diese Antriebsart punktete im Wesentlichen mit einer Selbsthemmung sowie den niedrigen Anschaffungskosten. Weiteres wurden die notwendigen Bauteile für diesen NC-Rundtisch wie z.B. Lagerung, Wellenklemmung und Servomotor näher betrachtet und ausgewählt. Die Lagerung des Rundtisches wurde über das für den Einsatzzweck notwendigen Schneckengetriebe ausgewählt. Dabei wurde ein spezielles Rundtischlager zur Lagerung des Getriebes sowie der Abtriebswelle laut Getriebehersteller verwendet.

Eine zusätzliche Wellenklemmung zur Erzeugung eines hohen Stillstandsmomentes wurde für diesen Einsatzzweck berechnet und konzipiert. Dabei kam eine Flanschklemmhülse, die sich radial nach innen verformt mit hydraulischer Betätigung, zum Einsatz. Der Servomotor mit Zahnriementrieb wurde so abgestimmt, dass das Schneckengetriebe aufgrund seiner Übersetzung eine Selbsthemmung aufweist und noch einen akzeptablen Wirkungsgrad besitzt.

Die Konzeption eines möglichen NC-Rundtisches wurde unter Berücksichtigung der ausgewählten Komponenten durchgeführt. Dabei wurden zwei Konzepte eines NC-Rundtisches als kompaktes Modul erstellt. Bei diesen Varianten wird der NC-Rundtisch, wenn er benötigt wird, auf den Maschinentisch gespannt. Durch diese flexible Lösung lassen sich nach wie vor große weniger komplexe Bauteile ohne Rundtisch und komplexere Bauteile mit Einsatz des NC-Rundtisches herstellen. Somit erhält man eine wirtschaftliche Lösung ohne die Anschaffung einer neuen Anlage. Diese beiden Konzepte unterscheiden sich im Wesentlichen anhand der Baugröße sowie des Klemmmomentes. Um das bessere Konzept zu finden wurde ein Variantenvergleich durchgeführt.

Abschließend kann ich sagen, dass durch die nähere Betrachtung der unterschiedlichen Varianten und Bauteile das nun gefundene Konzept eines NC-Rundtisches kostengünstig und den Anforderungen entsprechend in die Realität umgesetzt werden kann.

7 Literaturverzeichnis

Harmonic Drive AG. (2012). Gesamtkatalog. Hoenbergstraße 14, 65555 Limburg/Lahn, Deutschland.

Harmonic Drive AG. (September 2005). *Konstruktionshandbuch 4. Auflage*. 65555 Limburg/Lahn: Harmonic Drive AG.

Henschel Antriebstechnik. (1991). *Schneckengetriebe mit spieleinstellbarer Verzahnung*. 3500 Kassel.

Hirsch, A. (2000). *Werkzeugmaschinen Grundlagen*. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg.

Kistler Instrumente AG. (kein Datum). *Kistler*. Abgerufen am 27. März 2014 von <http://www.kistler.com/at/de/footer/imprint/overview>

Kostyrka GmbH. (kein Datum). *Klemmen runder Maschinenelemente*. Abgerufen am 21. Februar 2016 von <http://www.kostyrka.com>

Maedler GmbH. (kein Datum). *Tools*. Abgerufen am 28. Februar 2016 von [Maedler.de](http://www.maedler.de): <http://www.maedler.de/Static/Tools>

Manfred Weck, C. B. (2005). *Werkzeugmaschinen 3*. Aachen: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

Neugebauer, R. (2012). *Werkzeugmaschinen*. Berlin Heidelberg: Springer Verlag.

Sanyo Denki Co.,LTD. (kein Datum). Abgerufen am 23. Februar 2016 von http://ebook.sanyodenki.co.jp/EN_SANMOTION_R_200V/pageview/data/target.pdf

Schaeffler Technologies GmbH & Co.KG. (2011). Katalog Genauigkeitslager für kombinierte Lasten. Georg-Schäfer-Straße 30, Bayern, Deutschland.

Zahnradfertigung OTT GmbH & Co KG. (2015). <http://www.zahnrad-ott.de>. Abgerufen am 18. Februar 2016 von http://www.zahnrad-ott.de/files/inhalte/downloads/Katalog_de_TypG1_Zahnrad-OTT_2013web.pdf

Anlagen

Rundtischauslegung

allgemeine Rechengrößen:

ρ_S ... Dichte von Stahl

$$dm := 0.1 \cdot m$$

$$\rho_S := 7.85 \cdot \frac{kg}{dm^3}$$

ρ_B ... Dichte Bronze GZ-CuSN12Ni

$$\rho_B := 8.6 \cdot \frac{kg}{dm^3}$$

ρ_A ... Dichte Aluminium

$$\rho_A := 2.7 \cdot \frac{kg}{dm^3}$$

Vorgaben:

M_{ab} ... Abtriebsmoment

$$M_{ab} := 335 \cdot N \cdot m$$

v_f ...Vorschubgeschwindigkeit

$$v_f := 1000 \cdot \frac{mm}{min}$$

w_m ... kleinster Werkstückdurchmesser

$$w_m := 14.5 \cdot mm$$

n_{ab} ... Abtriebsdrehzahl

$$n_{ab} := \frac{v_f}{w_m \cdot \pi}$$

$$n_{ab} = 21.952 \cdot \frac{1}{min}$$

Servomotor:

Typ Sanyo Denki Q1AA10150D

n_{nenn} ... Nenndrehzahl

$$n_{nenn} := 3000 \cdot \frac{1}{min}$$

n_{max} ... Maximaldrehzahl

$$n_{max} := 4500 \cdot \frac{1}{min}$$

M_{nenn} ... Antriebsmoment

$$M_{nenn} := 4.79 \cdot N \cdot m$$

M_{Kipp} ... Kippmoment

$$M_{Kipp} := 14.7 \cdot N \cdot m$$

J_{Motor} ... Trägheit

$$J_{Motor} := 1.61 \cdot 10^{-4} \cdot kg \cdot m^2$$

Schneckengetriebe:

Typ G1 4847 SSR

Übersetzungsverhältnis i_S

$$i_S := 72$$

n_S ... maximale Schneckendrehzahl

$$n_S := 4123 \cdot \frac{1}{min}$$

η_{SL} ... Wirkungsgrad beim Losbrechen

$$\eta_{SL} := 0.22$$

η_{S405} ... Wirkungsgrad bei 405 U/min

$$\eta_{S405} := 0.42$$

M_{SS} ... maximale Stillstandsmoment

$$M_{SS} := 900 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Rundtischlager:

M_{RL120} ... Reibmoment YRT120 7Nm

$$M_{RL120} := 7 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Zahnriementrieb:

Wirkungsgrad η_Z

$$\eta_Z := 0.9$$

1. Statische Vorauslegung:

Übersetzungsberechnung über die Solldrehzahl

i_{nges} ... Gesamtübersetzung

$$i_{nges} := \frac{n_{max}}{n_{ab}}$$

$$i_{nges} = 204.989$$

i_{nZ} ... Zahnriemenübersetzung

$$i_{nZ} := \frac{i_{nges}}{i_S}$$

$$i_{nZ} = 2.847$$

M_n ... erreichbares Moment (Solldrehzahl) mit i_{nges}

$$M_n := M_{nenn} \cdot \eta_Z \cdot \eta_{S405} \cdot i_{nges} - M_{RL120}$$

$$M_n = 364.157 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{nKipp} := M_{Kipp} \cdot \eta_Z \cdot \eta_{S405} \cdot i_{nges} - M_{RL120}$$

$$M_{nKipp} = 1132.04144 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$n_{Schnecke}$... Schneckendrehzahl bei Zahnriemenübersetzung i_{nZ}

$$n_{Schnecke} := \frac{n_{max}}{i_{nZ}}$$

$$n_{Schnecke} = 1580.573 \frac{1}{\text{min}}$$

M_{nmaxL} ...maximale Losbrechmoment

$$M_{nmaxL} := M_{Kipp} \cdot \eta_Z \cdot \eta_{SL} \cdot i_{nges} - M_{RL120}$$

$$M_{nmaxL} = 589.641 \text{ N} \cdot \text{m}$$

mögliche Zahnriemenübersetzung:

Z_{an} Zähnezahl angetriebene Zahnriemenscheibe $Z_{an} := 26$

Z_{ab} Zähnezahl abtriebs Zahnriemenscheibe $Z_{ab} := 72$

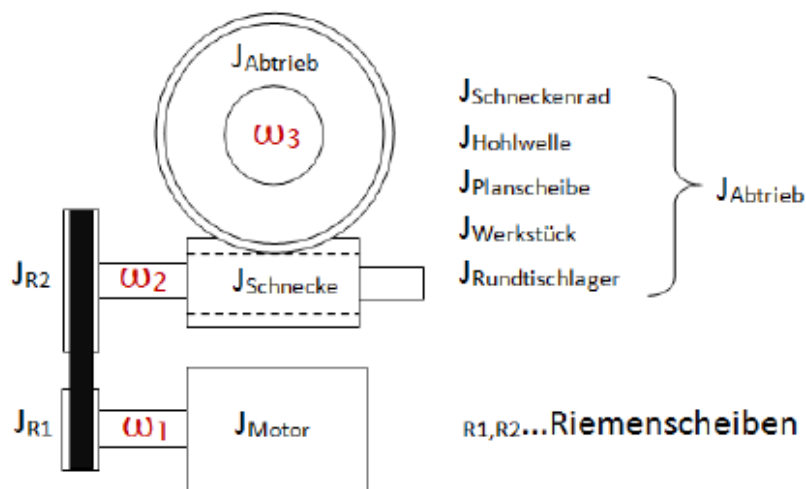
i_Z ... tatsächliche Zahnriemenübersetzung $i_Z := \frac{Z_{ab}}{Z_{an}}$ $i_Z = 2.769$

Gesamtübersetzung:

i_{ges} Gesamtübersetzung $i_{ges} := i_S \cdot i_Z$ $i_{ges} = 199.385$

2. Dynamische Auslegung:

Antriebsschema



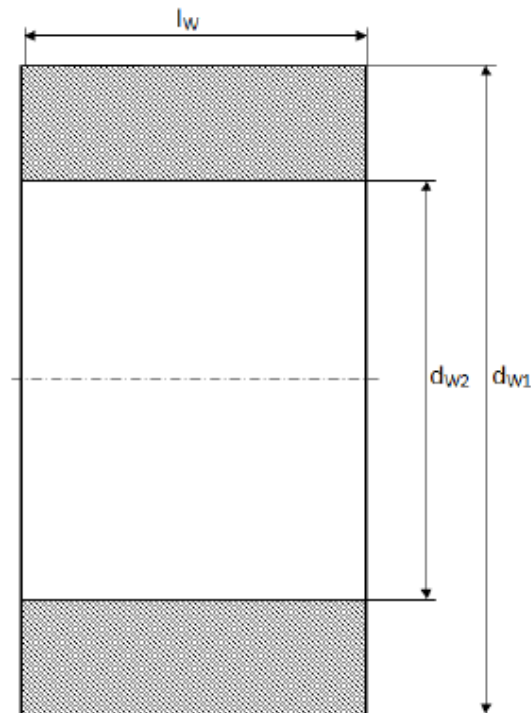
J...Massenträgheit Zylinder

$$J := \frac{m \cdot r^2}{2}$$

Berechnungen der Trägheit des Abtriebs

Trägheit Werkstück

Der maximale Werkstückdurchmesser ist mit 520mm begrenzt. Das maximale Gewicht soll 200kg nicht überschreiten.



m_{Wmax} ... maximale Werkstückgewicht

$$m_{Wmax} := 200 \cdot \text{kg}$$

d_{W1} maximaler Werkstückdurchmesser

$$d_{W1} := 520 \text{ mm}$$

Annahme das Werkstück ist ein Rohr mit D_{Wmax} (520mm) und einer Wandstärke von $s=50\text{mm}$.

s_W ... Wandstärke Werkstück

$$s_W := 50 \cdot \text{mm}$$

d_W ... Innendurchmesser Werkstück

$$d_{W2} := d_{W1} - 2 \cdot s_W$$

$$d_{W2} = 420 \text{ mm}$$

l_W ... Werkstücklänge

$$l_W := \frac{m_{Wmax}}{\left(\frac{d_{W1}^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d_{W2}^2 \cdot \pi}{4} \right) \cdot \rho_S}$$

$$l_W = 345.098 \text{ mm}$$

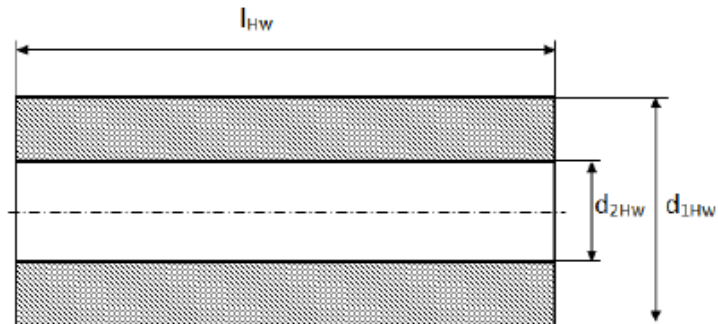
$J_{\text{Werkstück}}$ Trägheit des Werkstücks

$$J_{\text{Werkstück}} := \frac{\left(\frac{d_{W1}^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_W \cdot \rho_S \right) \cdot \left(\frac{d_{W1}}{2} \right)^2}{2} - \frac{\left(\frac{d_{W2}^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_W \cdot \rho_S \right) \cdot \left(\frac{d_{W2}}{2} \right)^2}{2}$$

$$J_{\text{Werkstück}} = 11.17 \text{ kg m}^2$$

Trägheit Antriebshohlwelle

Die Antriebshohlwelle ist mit dem Schneckenrad verbunden. Die Darstellung erfolgt in vereinfachter Form. Die Maße werden angenommen.



l_{Hw} ... Länge der Hohlwelle

$$l_{Hw} := 200 \text{ mm}$$

d_{1Hw} ... Außendurchmesser der Hohlwelle für YRT 120 ca. 120mm

$$d_{1Hw} := 120 \text{ mm}$$

d_{2Hw} ... Innendurchmesser der Hohlwelle

$$d_{2Hw} := 50 \text{ mm}$$

$J_{Hohlwelle}$... Trägheit der Hohlwelle

$$J_{Hohlwelle} := \frac{\left(\frac{d_{1Hw}^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_{Hw} \cdot \rho_s \right) \cdot \left(\frac{d_{1Hw}}{2} \right)^2}{2} - \frac{\left(\frac{d_{2Hw}^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_{Hw} \cdot \rho_s \right) \cdot \left(\frac{d_{2Hw}}{2} \right)^2}{2}$$

$$J_{Hohlwelle} = 0.031 \text{ kg m}^2$$

Trägheit Schneckenrad



d_{Sr1} ... Außendurchmesser Schneckenrad

$$d_{Sr1} := 214 \cdot \text{mm}$$

d_{Sr2} ... Innendurchmesser Schneckenrad

$$d_{Sr2} := 148 \cdot \text{mm}$$

S_{Sr} ... Breite Schneckenrad

$$S_{Sr} := 48 \cdot \text{mm}$$

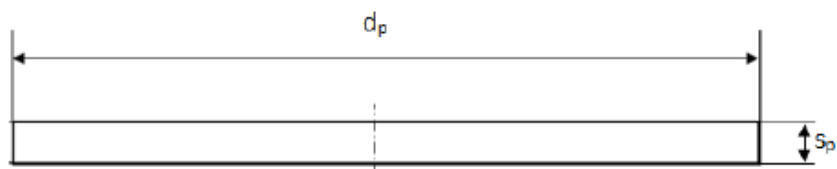
$J_{\text{Schneckenrad}}$... Trägheit des Schneckenrades

$$J_{\text{Schneckenrad}} := \frac{\left(\frac{d_{Sr1}^2 \cdot \pi}{4} \cdot S_{Sr} \cdot \rho_B \right) \cdot \left(\frac{d_{Sr1}}{2} \right)^2}{2} - \frac{\left(\frac{d_{Sr2}^2 \cdot \pi}{4} \cdot S_{Sr} \cdot \rho_B \right) \cdot \left(\frac{d_{Sr2}}{2} \right)^2}{2}$$

$$J_{\text{Schneckenrad}} = 0.066 \text{ kg m}^2$$

Trägheit Planscheibe

Die Planscheibe dient zur Aufspannung des Werkstücks. Sie kann auch gegen ein Spannfutter ausgetauscht werden.



d_p ... Durchmesser der Planscheibe

$$d_p := 500 \cdot \text{mm}$$

s_p ... Dicke der Planscheibe

$$s_p := 80 \cdot \text{mm}$$

$J_{\text{Planscheibe}}$... Trägheit der Planscheibe

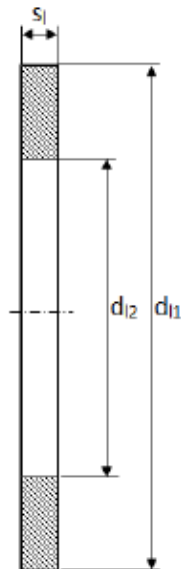
$$J_{\text{Planscheibe}} := \frac{\left(\frac{d_p^2 \cdot \pi}{4} \cdot s_p \cdot \rho_s \right) \cdot \left(\frac{d_p}{2} \right)^2}{2}$$

$$J_{\text{Planscheibe}} = 3.853 \text{ kg m}^2$$

Trägheit Rundtischlager

Das Rundtischlager besitzt ein Innenring mit Bohrungen zur Befestigung an der Hohlwelle.

s_l ...40mm d_{l2} ...120mm d_{l1} ...185mm



s_l ... Lagerringbreite

$$s_l := 40 \cdot \text{mm}$$

d_{l2} ... Innendurchmesser Lagerring

$$d_{l2} := 120 \cdot \text{mm}$$

d_{l1} ... Außendurchmesser Lagerring

$$d_{l1} := 185 \text{ mm}$$

$J_{\text{Rundtischlager}}$... Trägheit des Rundtischlagers

$$J_{\text{Rundtischlager}} := \frac{\left(\frac{d_{l1}^2 \cdot \pi}{4} \cdot s_l \cdot \rho_s \right) \cdot \left(\frac{d_{l1}}{2} \right)^2}{2} - \frac{\left(\frac{d_{l2}^2 \cdot \pi}{4} \cdot s_l \cdot \rho_s \right) \cdot \left(\frac{d_{l2}}{2} \right)^2}{2}$$

$$J_{\text{Rundtischlager}} = 0.03 \text{ kg m}^2$$

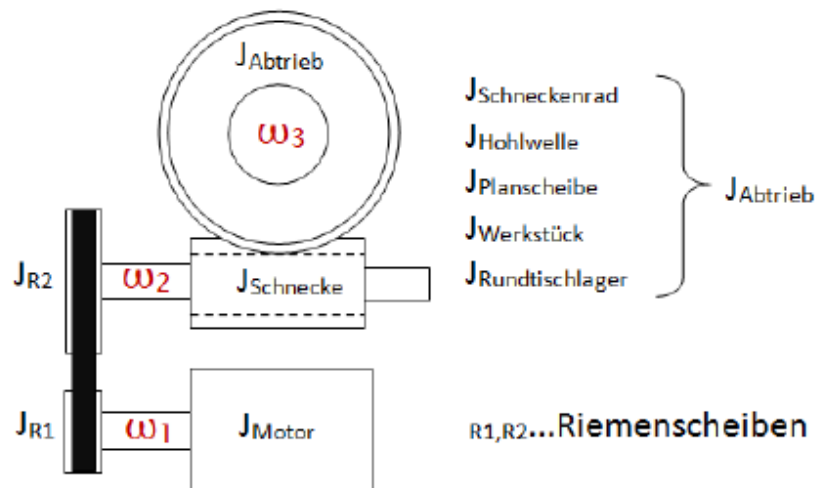
Gesamtträgheit des Abtriebs

Die Trägheiten für den kompletten Abtrieb sind die Summe aus den Trägheiten von:
Hohlwelle+Schneckenrad+Rundtischlager+Planscheibe+Werkstück

$$J_{\text{Abtrieb}} := J_{\text{Hohlwelle}} + J_{\text{Schneckenrad}} + J_{\text{Rundtischlager}} + J_{\text{Planscheibe}} + J_{\text{Werkstück}}$$

$$J_{\text{Abtrieb}} = 15.15 \text{ kgm}^2$$

Berechnung der Trägeheit der Schneckenwelle und Zahnriemenscheibe R2

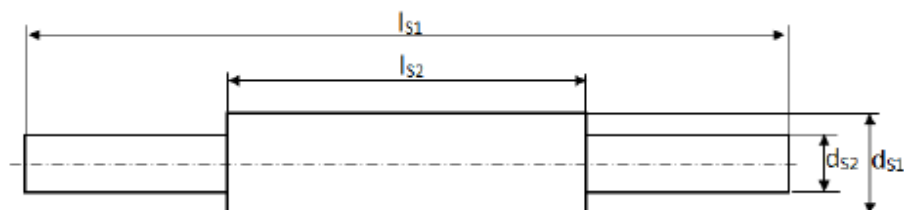


Trägheit Schnecke

Der Wellen und Schneckendurchmesser sind abhängig von dem Getriebeabstand.

Abstand 110mm

$l_{s1} \dots 342\text{mm}$ $l_{s2} \dots 114\text{mm}$ $d_{s1} \dots 65\text{mm}$ $d_{s2} \dots 50\text{mm}$



l_{s1} ... Schneckenwellenlänge

$$l_{s1} := 342 \cdot \text{mm}$$

l_{s2} ... Schneckenlänge

$$l_{s2} := 130 \cdot \text{mm}$$

l_{s3} ... Schneckenschaftlänge

$$l_{s3} := l_{s1} - l_{s2}$$

$$l_{s3} = 212 \text{ mm}$$

d_{s1} ... Schneckendurchmesser

$$d_{s1} := 65 \text{ mm}$$

d_{s2} ... Schneckenschaftdurchmesser

$$d_{s2} := 50 \text{ mm}$$

$J_{\text{Schneckenwelle}}$... Trägheit Schneckenwelle

$$J_{\text{Schneckenwelle}} := \frac{\left(\frac{d_{s2}^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_{s3} \cdot \rho_s \right) \cdot \left(\frac{d_{s2}}{2} \right)^2}{2} + \frac{\left(\frac{d_{s1}^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_{s2} \cdot \rho_s \right) \cdot \left(\frac{d_{s1}}{2} \right)^2}{2}$$

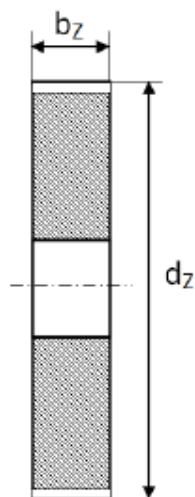
$$J_{\text{Schneckenwelle}} = 0.003 \text{ kg m}^2$$

Trägheit Zahnriemenscheibe R2 (mit Schneckendrehzahl)

Der Durchmesser der Zahnriemenscheibe ist abhängig von der Zahnriemenübersetzung.

$$d_{z72} \dots 114 \text{ mm}$$

$$d_{z24} \dots 38 \text{ mm}$$



b_z ... Breite der Zahnriemenscheibe

$$b_z := 25 \cdot \text{mm}$$

d_z ... Riemenscheibendurchmesser

$$d_{z72} := 114 \cdot \text{mm}$$

J_{R2} ... Trägheit der Riemenscheibe auf der Schneckenwelle

$$J_{R2} := \frac{\left(\frac{d_{z72}^2 \cdot \pi}{4} \cdot b_z \cdot \rho_A \right) \cdot \left(\frac{d_{z72}}{2} \right)^2}{2}$$

$$J_{R2} = 0.001 \text{ kg m}^2$$

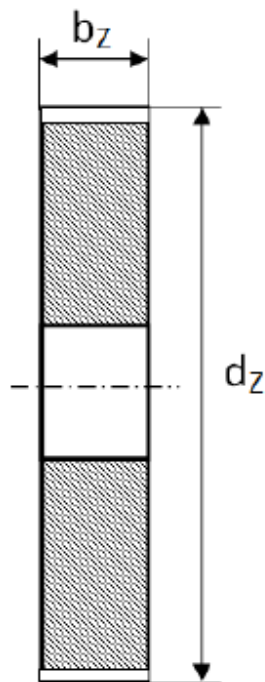
Berechnung der Trägheit der Zahnriemenscheibe R1

Zahnriemenscheibe R1 Motordrehzahl

Der Durchmesser der Zahnriemenscheibe ist abhängig von der Zahnriemenübersetzung.

$d_{Z72} \dots 114 \text{ mm}$

$d_{Z24} \dots 38 \text{ mm}$



$b_Z \dots$ Breite der Zahnriemenscheibe

$$b_Z := 25 \cdot \text{mm}$$

$d_Z \dots$ Riemenscheibendurchmesser

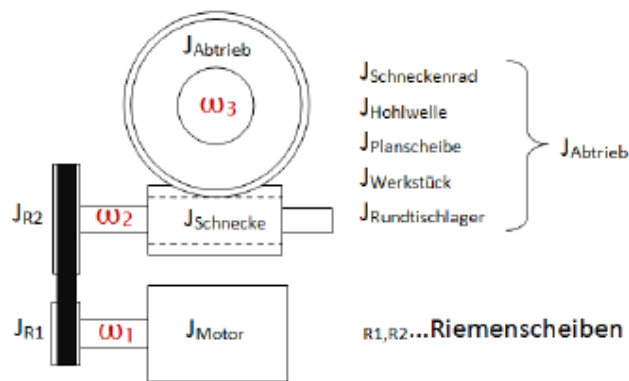
$$d_{Z24} := 38 \cdot \text{mm}$$

$J_{R2} \dots$ Trägheit der Riemenscheibe auf der Schneckenwelle

$$J_{R1} := \frac{\left(\frac{d_{Z24}^2 \cdot \pi}{4} \cdot b_Z \cdot \rho_A \right) \cdot \left(\frac{d_{Z24}}{2} \right)^2}{2}$$

$$J_{R1} = 0.000014 \text{ kg m}^2$$

Berechnung der Gesamtträgheit auf die Motorwelle



η_{gesL} ... Gesamtwirkungsgrad beim Losbrechen

$$\eta_{gesL} := \eta_Z \cdot \eta_{SL}$$

η_{ges} ... Gesamtwirkungsgrad

$$\eta_{ges} := \eta_{S405} \cdot \eta_Z$$

J_{ges} ... Gesamtträgheit auf die Motorwelle bezogen

$$J_{ges} := J_{Motor} + J_{R1} + (J_{R2} + J_{Schneckenwelle}) \cdot \frac{1}{i_Z^2} \cdot \eta_Z + J_{Abtrieb} \cdot \frac{1}{i_{ges}^2} \cdot \eta_{gesL}$$

$$J_{ges} = 7.07289453 \times 10^{-4} \text{ kg m}^2$$

$J_{Antr.}$... Trägheitsmoment des Antriebs (ohne Werkstück)

$$J_{Antr.} := J_{ges} - J_{Werkstück} \cdot \frac{1}{i_{ges}^2} \cdot \eta_{gesL}$$

$$J_{Antr.} = 6.547 \times 10^{-4} \text{ kg m}^2$$

Berechnung der Beschleunigung

Berechnung der maximalen möglichen Beschleunigung aus dem Stillstand (Losbrechmoment) mit Motorkippmoment. Das Lastmoment sowie der niedrigere Wirkungsgrad wird berücksichtigt.

α ...maximale Winkelbeschleunigung an der Motorwelle (mit Kippmoment)

$$\alpha := \frac{M_{Kipp} - \left(\frac{M_{ab} + M_{RL120}}{i_{ges} \cdot \eta_{gesL}} \right)}{J_{ges}}$$

$$\alpha = 8870.235456 \frac{1}{s^2}$$

α_1 ...maximale Winkelbeschleunigung am Drehtisch

$$\alpha_1 := \frac{\alpha}{i_{ges}}$$

$$\alpha_1 = 44.488 \frac{1}{s^2}$$

Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht.

Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

St. Andrä, den 11. März 2016

Florian Friesacher